

PO3ATS010DE



PCT

WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM
Internationales Büro

INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

(51) Internationale Patentklassifikation ⁷ : B60T 8/40, 13/66, 8/42		A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 00/38966
		(43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 6. Juli 2000 (06.07.00)	
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE99/04043		(81) Bestimmungsstaaten: BR, JP, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).	
(22) Internationales Anmeldedatum: 18. Dezember 1999 (18.12.99)			
(30) Prioritätsdaten: 198 60 365.7 28. Dezember 1998 (28.12.98) DE		Veröffentlicht Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist; Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.	
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE]; Postfach 30 02 20, D-70442 Stuttgart (DE).			
(72) Erfinder; und			
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): LOHNER, Herbert [DE/DE]; Wimsheimerstrasse 15/3, D-71292 Friolzheim (DE). DOMINKE, Peter [DE/DE]; Rechentshofenerstrasse 9, D-74321 Bietigheim-Bissingen (DE). CAO, Chi-Thuan [DE/DE]; Tubizer Strasse 35, D-70825 Komtal-Muenchingen (DE). WEISS, Karl-Josef [DE/DE]; Brombergerstrasse 12, D-70374 Stuttgart (DE). WISS, Helmut [DE/DE]; Neuffenstrasse 15, D-71696 Moeglingen (DE). ZIERHUT, Andreas [DE/DE]; Drosselweg 12, D-74182 Obersulm (DE). FIEDLER, Jens [DE/DE]; In der Seite 18, D-71665 Vaihingen-Riet (DE).			

(54) Title: METHOD AND DEVICE FOR DETERMINING THE PRESSURE IN BRAKE SYSTEMS

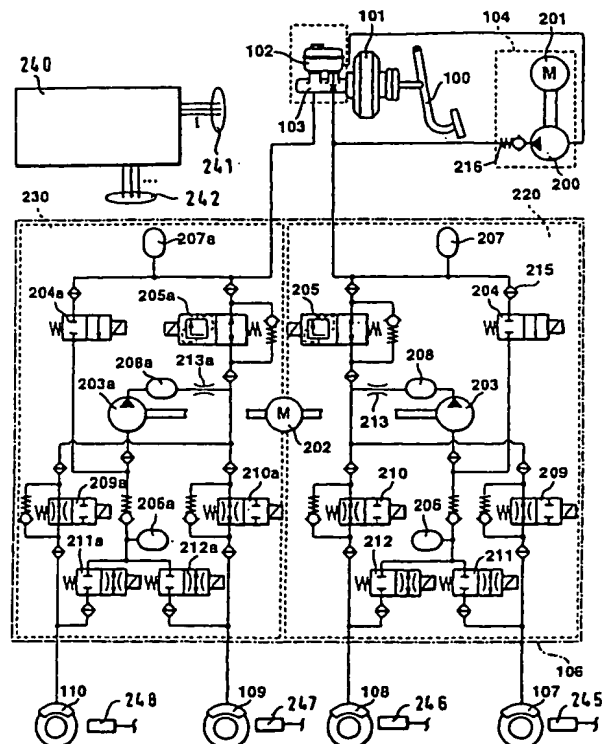
(54) Bezeichnung: VERFAHREN UND VORRICHTUNG ZUR DRUCKERMITTLUNG IN BREMSSYSTEMEN

(57) Abstract

The invention relates to a method and a device for determining a wheel brake pressure and/or a pre-pressure in a brake system. According to the invention, a pressure medium is guided from a reservoir (207) having a pre-pressure to a wheel brake by means of at least one locking device (204) for an inlet, outlet and through-passage of said pressure medium. At least one means (203) which conveys the pressure medium diverts the pressure medium away from the wheel brake. A pressure variable is estimated. At least one operating state of at least one actuating member in the brake system is detected and the wheel brake pressure is estimated according to the estimated pre-pressure and the operating states thus detected.

(57) Zusammenfassung

Verfahren und Vorrichtung zur Ermittlung eines Radbremsdrucks und/oder eines Vordruckes in einem Bremssystem, bei dem durch wenigstens eine Absperrvorrichtung (204) für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß eine Druckmediums, Druckmedium von einem einen Vordruck aufweisenden Reservoir (207) für das Druckmedium in eine Radbremse eingeleitet wird, wobei durch wenigstens ein das Druckmedium förderndes Mittel (203) Druckmedium von der Radbremse abgeleitet werden kann. Dabei wird eine den Vordruck repräsentierende Druckgröße geschätzt, wenigstens ein Betriebszustand wenigstens eines Stellglieds im Bremssystem erfaßt und der Radbremsdruck abhängig vom geschätzten Vordruck und den erfaßten Betriebszuständen geschätzt.



BEST AVAILABLE COPY

5

10 Verfahren und Vorrichtung zur Druckermittlung in Bremssystemen

Stand der Technik

15 Die Erfindung betrifft Verfahren und Vorrichtung zur Ermittlung von Druckgrößen, insbesondere eines -Radbremstdruckes und/oder eines Vordrucks in einer Bremsanlage eines Fahrzeugs mit Antiblockiersystem (ABS) und/oder Antriebs-
20 schlupfregelung (ASR) und/oder Fahrdynamikregelung (FDR, ESP), gemäß den Oberbegriffen der unabhängigen Patentansprüche.

Aus der DE 40 30 724 A1 ist ein Bremsdruckregelsystem bekannt, bei dem aufgrund von Meß- und Schätzwerten Soll-
25 bremsdrücke für die Radbremszylinder ermittelt werden. Aus den Sollbremsdrücken werden mittels eines inversen Hydraulikmodells Ansteuerzeiten für eine Hydraulik mit Einlaßventilen ermittelt. Der Ist-Bremsdruck im Radbremszylinder wird dabei aus dem Bremskreisdruck, der dabei angenommener-
30 weise dem mittels eines Sensors gemessenen Vordruck der Bremsanlage entspricht und den Ansteuerzeiten der den einzelnen Bremsen zugeordneten Ventilen mittels eines Hydraulikmodells abgeschätzt. Dabei ist weiterhin die Verwendung von Drucksensorik, insbesondere eines Vordrucksensors in
35 der Bremsanlage notwendig.

Die DE 43 40 921 A1 zeigt daran anschließend eine konkrete Ausgestaltung in Form einer speziellen mathematischen Beziehung zur Abschätzung des Bremskreisdruckes für jeden Bremskreis. Dabei werden, insbesondere durch eine Vorladepumpe, in den einzelnen Bremskreisen höhere als vom Fahrer erzeugbare Bremskreisdrücke erzielt. Die konkrete zur Ermittlung des Soll-Bremsdruckes verwendete Modellrechnung benutzt ihrerseits notwendigerweise die geschätzten Bremskreisdrücke und den wiederum mittels eines Sensors gemessenen Vordruck. Es werden zwar weitere Sensoren für die Druckmessung eingespart, dennoch muß bei diesem Verfahren der Vordruck als Meßgröße vorliegen.

Ein Verfahren und eine Vorrichtung, um Sensoren zur Erfassung einer Druckgröße zu ersetzen ist in der DE 195 28 697 A1 beschrieben. Dabei wird ein Differenzdruck in einer Bremsanlage mit Antiblockiersystem oder Antriebsschlupfregelung mit einer Förderpumpe zwischen einem ersten Druck in einer ersten Leitung und einem zweiten Druck in einer zweiten Leitung erfaßt. Ausgegangen wird dabei von einer Größe, die als Maß für die Drehzahl der Förderpumpe dient. Einsatz findet dabei eine generatorisch im Nachlauf der Förderpumpe induzierte Spannung. Somit ist die Abhängigkeit von der generatorisch induzierten Spannung nur vorhanden, wenn mittels der Pumpe das zugehörige Druckmedium gefördert wird, andernfalls wird keine Ermittlung oder Vorgabe der Druckgröße durchgeführt. Daneben ist die ermittelte Größe als Maß für die Drehzahl insbesondere die generatorisch induzierten Motorspannung. Dadurch ist die daraus gewonnene Drehzahl stark spannungs- und temperaturabhängig. Diese Abhängigkeiten werden nicht berücksichtigt bzw. kompensiert. Ebenso darf dabei der Einfluß der Fertigungsstreuung bei der drehzahlbildenden Größe nicht vernachlässigt werden. Außerdem kann bei diesem Verfahren lediglich bei der Er-

mittlung eines Differenzdruckes zwischen einer ersten Leitung und einer zweiten Leitung auf Drucksensoren verzichtet werden. Zur Bestimmung eines Absolutdruckes muß wiederum eine Druckgröße als Referenz durch einen Sensor erfaßt werden.

Somit zeigt sich, daß die bekannten, im Stand der Technik genannten Verfahren und Vorrichtungen nicht in jeder Beziehung optimale Ergebnisse zu liefern vermögen.

Aufgaben und Vorteile der Erfindung

Daraus ergibt sich die Aufgabe eine Druckgröße in einer Bremsanlage, insbesondere einen Vordruck und/oder einen Radbremsdruck, absolut, ohne den Einsatz von Drucksensorik zu ermitteln. Dabei kann auf in den jeweiligen Regelungen, wie z.B. einem Antiblockiersystem (ABS), einer Antriebs-schlupfregelung (ASR), einer Fahrdynamikregelung (FDR, ESP), einer Bremskraftverstärkung (HBV, HBU), Fahrgeschwindigkeitsregelung (ACC), einer Steigungsregelung (Hill Holder Control HHC, Hill Descent Control HDC, etc.) ohnehin zur Verfügung stehende Größen zurückgegriffen werden ohne Druckgrößen explizit erfassen zu müssen. Somit sind die Verfahren und die jeweils entsprechende Vorrichtung für alle die Bremswirkung beeinflussenden Systeme bzw. Regelungen zur Erhöhung der Fahrstabilität und/oder Sicherheit bei Fahrzeugen einsetzbar.

Durch den Einsatz erfindungsgemäßer Verfahren kann, insbesondere in der erfindungsgemäßen Vorrichtung, der Einsatz von Drucksensoren eingespart werden. Insbesondere auf die im genannten Stand der Technik verwendeten Vordrucksensorik kann verzichtet werden. Dabei können benötigte Größen, wie z.B. bei der Radbremsdruck- bzw. Raddruckschätzung der Startwert und der Vordruck, mit vorhandenen Signalen wie

z.B. Radgeschwindigkeit, Drehzahl oder Spannung bzw. Stromaufnahme des Pumpenmotors, ermittelt werden.

5 Die Idee der Druckschätzung, insbesondere Ermittlung des Vordrucks, liegt darin, daß das erforderliche Moment des Pumpenmotors bei Rückförderung direkt proportional zum Vordruck ist. Der Nachteil einer drehzahlabhängigen Druckerfassung wird durch die Verwendung der Stromaufnahme als Meßgröße kompensiert. Dies ist möglich, da die Stromaufnahme des Pumpenmotors abhängig vom zugehörigen Moment ist. 10 Somit nimmt die Stromaufnahme des Pumpenmotors linear mit dem Moment zu. Das, was eine drehzahlabhängige Größe die beispielsweise die generatorisch induzierte Nachlaufspannung steht das Stromsignal ständig zur Auswertung zur Verfügung und nicht nur wenn die Pumpe in Betrieb ist. 15

Die Spannungs- und/oder Temperaturabhängigkeit einer als Maß für die Drehzahl verwendeten Größe kann durch Verwendung von Strömen, insbesondere wenigstens eines Motorstromes, vermieden bzw. kompensiert werden. Ebenso spielt dann 20 dabei der Einfluß der Fertigungsstreuung eine geringere Rolle als bei der drehzahlbildenden Größe, wie der generatorisch induzierten Motorspannung bzw. Nachlaufspannung.

25 Weiterhin von Vorteil ist die Einbringung eines druckabhängigen Faktors in eine Beziehung zwischen Abbauzeit und dem Volumen des betrachteten Druckmediums, insbesondere in einem Druckspeicher, zur Druckschätzung, da damit der Abhängigkeit dieser Beziehung bzw. dieses Zusammenhangs vom Druckniveau und damit der weiteren Erhöhung der Güte und 30 Sicherheit der Verfahren bzw. Vorrichtung Rechnung getragen wird.

Vorteilhafterweise wird der Einfluß der Temperatur auf die 35 Schätzgenauigkeit der jeweiligen, wenigstens einen Druck-

größe, insbesondere des Vordrucks, erfindungsgemäß dadurch kompensiert, daß die Temperaturinformation beispielsweise in einen Proportionalfaktor zur Bestimmung der Druckgröße oder einen entsprechenden Mittelwert von Proportionalfaktoren eingebracht wird und diese dadurch variiert bzw. angepaßt werden.

Eine mögliche Temperaturabhängigkeit der Schätzung, insbesondere des in einem vorhergehenden Absatz genannten Zusammenhangs zwischen Abbaupzeit und dem Volumen, wird durch Zugrundelegen einer Ähnlichkeit bzw. Vergleichbarkeit der Temperaturabhängigkeit eines Stromes und einer Viskosität des Druckmediums und deren Einbringung in die erfindungsgemäßen Verfahren bzw. Vorrichtung berücksichtigt. Eine angenommene und vorgegebene Abhängigkeit eines Stromes von einer Viskosität des Druckmediums erlaubt im Weiteren sogar vorteilhafterweise eine Temperatur- bzw. Schätzfehlerkompensation durch einmalige, konstante oder kontinuierliche, variable Einbringung dieses Stromes, beispielsweise durch Minimumbildung im Stromverlauf, in die Verfahren bzw. jeweilige Vorrichtung.

Ebenso von Vorteil ist die Tatsache, daß durch die erfindungsgemäßen Verfahren und die jeweils entsprechende Vorrichtung eine Plausibilitätsprüfung der ermittelten Druckgröße bzw. Druckgrößen durchführbar ist, wodurch einerseits eine sehr hohe Güte der Schätzung bzw. Ermittlung der Größe erzielt wird und andererseits eine Erhöhung der Sicherheit bei die Bremswirkung beeinflussenden Systemen bzw. Regelungen durch die sich daraus ergebende Überwachungsfunktion für die Größe erreicht wird.

Diese Vorteile gelten ebenso für den Fall einer μ -Split-Bremsung, einer Beeinflussung der Bremswirkung also, bei der sich wenigstens eines der Räder auf einem Untergrund

befindet; dessen Reibkoeffizient μ sich von den anderen unterscheidet. Dies führt zu einer weiteren Erhöhung der Sicherheit und Berechenbarkeit des Fahrzeugverhaltens.

5 Ebenfalls von großem Vorteil ist der Einsatz der Verfahren und/oder Teilen daraus, bereits im ersten Regelzyklus bei den die Bremswirkung beeinflussenden Systemen bzw. Regelungen. Dadurch ist sofort beim Start die volle Sicherheit der Erfindung gegeben. Dabei kann durch Vorgabe eines höheren
10 als des tatsächlichen Reibkoeffizienten die Sicherheit sogar noch erhöht werden.

Zeichnung

15 Die Erfindung wird nachstehend an Hand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen erläutert. Dabei zeigt Fig. 1 beispielhaft eine Bremsanlage mit Raddrehzahlsensoren und zugehöriger Steuereinheit, wie sie für die oben genannten Systeme zur Beeinflussung der Bremswirkung eingesetzt werden kann. Fig. 2 zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel zur Druckschätzung, insbesondere zur Radbremsdruck- und/oder
20 Vordruckschätzung in Form eines Flußdiagramms. Ein gegenüber Fig. 2 vereinfachtes Ausführungsbeispiel zur Druckschätzung ist in Fig. 3, ebenfalls in Form eines Ablaufdiagramms dargestellt. Fig. 4 zeigt ein weiteres Ausführungs-
25 beispiel zur Druckschätzung, wiederum in vereinfachter Form gegenüber des Beispiels in Fig. 2. Bezüglich der dargestellten Ausführungsbeispiele zeigt Fig. 5 eine Möglichkeit der Ermittlung der Fahrzeugverzögerung im ersten Regelzyklus. In Fig. 6 ist dazu eine Möglichkeit dargestellt die
30 maximale Radbeschleunigung während des Radhochlaufs zu ermitteln. Fig. 7 offenbart die Begrenzung eines Momentenanstiegs im Falle einer μ -Split-Bremsung. In Fig. 8 ist eine schematische Darstellung in Zeitdiagrammen des Ablaufs der
35 Schätzung wiedergegeben.

Eine Übersichtsdarstellung eines konkreten Beispiels zur Druckschätzung, insbesondere zur Vordruckschätzung ist in Fig. 9 dargestellt. Fig. 10 zeigt dazu eine schematisierte Darstellung eines Volumenmodells. In Fig. 11 ist eine Bremskreis- und Druckabhängigkeit des Volumens des Druckmediums, insbesondere u.a. in einem Druckspeicher offenbart. Eine in den Ausführungsbeispielen einsetzbare Möglichkeit zur Ermittlung des effektiven Stromanteils ist in Fig. 12 dargestellt. Eine Temperaturabhängigkeit der Druckschätzung, insbesondere der Vordruckschätzung, ist in Fig. 13 wiedergegeben. Fig. 14 zeigt den zur Druckschätzung, insbesondere Vordruckschätzung verwendeten Proportionalfaktor in Abhängigkeit von einer Druckgröße und Temperatur. In Fig. 15 schließlich ist ein Vergleich der Viskosität des Druckmediums mit der Aufnahme eines Stromes des das Druckmedium fördernden Mittels, insbesondere des Pumpenmotors, dargestellt.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

Die Ausführungsbeispiele werden an Hand der in Fig. 1 dargestellten hydraulischen Fahrzeugbremsanlage mit einer Steuereinheit 240 und Raddrehzahlsensoren 245 bis 248 dargestellt. Dieses Bremsystem ist hier beispielhaft gewählt. Die Erfindung ist dagegen bei einer Vielzahl von die Bremswirkung beeinflussenden Systemen und entsprechenden Bremsanlagen und Bremssystemen einsetzbar. Die Funktionalitäten bezüglich der die Bremswirkung beeinflussenden Systeme, insbesondere ABS, ASR, FDR, können einerseits in der Steuereinheit 240 integriert sein oder in einer weiteren Steuereinheit bzw. übergeordneten Logik eingebettet werden, wobei diese dann mit der Steuereinheit 240 kommuniziert.

Das Bremspedal 100 ist mittels einer Kolbenstange beispielsweise über einen Bremskraftverstärker 101 mit dem Hauptbremszylinder 103 verbunden. Mit dem hier zweitreisigen Hauptbremszylinder 103 steht ein Vorratsbehälter 102 in Verbindung. Über eine Leitung für das Druckmedium ist eine Ladepumpe 104 zwischengeschaltet. Die Ladeleitung der Ladepumpe 104 mündet in eine Hauptbremsleitung, die für einen ersten Bremskreis von einem Anschluß des Hauptbremszylinders ausgeht und in das Hydraulikaggregat 106 führt. Von einem weiteren Anschluß des Hauptbremszylinders 103 verläuft eine zweite Hauptbremsleitung für einen zweiten Bremskreis ebenfalls in das Hydroaggregat 106. Da die Ladepumpe 104 über ihre Ladeleitung nur an einen Bremskreis angeschlossen ist, ist für den Hauptbremszylinder 103 ein modifiziertes Zentralventil vorgesehen, wodurch auch der zweite Bremskreis mit dem durch die Ladepumpe 104 geförderten Druckmedium versorgt werden kann. Durch einen zwischen den Bremskreisen im Hauptbremszylinder befindlichen Trennkolben entfaltet der durch das Druckmedium und die Ladepumpe aufgebaute Ladedruck ebenfalls im zweiten Bremskreis Wirkung. Demgegenüber kann aber auch für jeden Bremskreis eine Ladepumpe vorgesehen sein, wodurch keine Veränderung des Zentralventils zum Durchgriff der jeweiligen Ladepumpe auf den jeweils anderen Bremskreis mehr vorgesehen ist. Das Hydroaggregat 106 ist über Leitungen zum Führen des Druckmediums mit den Radbremsen 107 bis 110 verbunden. Eine Angabe zur Position der jeweiligen Radbremse ist bewußt nicht getroffen, da für die erfindungsgemäßen Verfahren und Vorrichtung keine bestimmte Anordnung notwendig ist. Vielmehr können alle gebräuchlichen Bremskreisaufteilungen, parallel oder X sowie Einzelradbremsung, etc. eingesetzt werden. Die zur Vorrichtung gehörende Steuerung ist schematisch als Block 240 dargestellt. An diese Steuereinheit 240 sind u. a. zum einen die einzelnen Ventile im Hydroaggregat 106 und zum anderen die Motoren der einzelnen im Bremssystem ver-

wendeten Pumpen angeschlossen. Über eine der Steuerleitungen aus Leitungsbündel 241 wird dabei von der Steuereinheit 240 die Ladepumpe bzw. deren Motor angesteuert. Ein Motor wenigstens einer Rückförderpumpe wird ebenfalls mittels einer Steuerleitung aus Leitungsbündel 241 bedient. Ebenfalls mit Hilfe des Leitungsbündels 241 können die Ventile der Bremskreise geschaltet werden. Auch die übrigen notwendigen, dem Fachmann bekannten Steuerleitungen und Verbindungen, die beispielsweise zur Ansteuerung der Ein- und Auslaußventile der einzelnen Radbremsen dienen sind in dem Leitungsbündel 241 zusammengefaßt und nicht explizit erwähnt. Die Leitungsbündel 241 und 242 sind beispielhaft mit jeweils drei Anschlüssen, einmal für die Eingangsseite (242) und einmal für die Ausgangsseite (241) der Steuereinheit 240 dargestellt. Die genaue Leitungs- und Anschlußzahl richtet sich aber nach der jeweiligen Ausgestaltung des Bremssystems. So kann die Steuereinheit 240 bei Abtrennung einer übergeordneten Logik für die Bremswirkung beeinflussende Systeme, wie ABS und/oder ASR und/oder FDR, von dieser Eingangsgrößen über Leitungsbündel 242 erhalten und über Leitungsbündel 241 an diese Ausgangsgrößen abgeben. Zur Vereinfachung der Darstellung sind etwaige Schaltmittel zur Ansteuerung der Pumpe z.B. zur Abtrennung des Pumpenmotors von bzw. zur Verbindung des Pumpenmotors mit der Versorgungsspannung bzw. der übrigen Stellglieder ebenfalls in den Block der Steuerung 240 integriert und nicht explizit ausgestaltet.

Der Block 104 für die Ladepumpe enthält eine Pumpe 200 den zugehörigen Pumpenmotor 201 und ein Sicherheitsventil 216. Um größere Übersichtlichkeit in der Darstellung zu erzielen sind alle Sicherheitsventile in Fig. 1 in Form des Rückschlagventils 216 ausgeführt. Dies ist aber erfindungsgemäß nicht zwingend notwendig und so können abhängig vom jeweiligen System unterschiedliche Ventile oder Ventilkombina-

tionen im Zusammenhang mit dieser Sicherheitsfunktion verwendet werden. Das Hydroaggregat 106 ist getrennt in zwei Bremskreisen 220 und 230 dargestellt. Im folgenden wird nur ein Bremskreis 220 im Detail beschrieben. Die analogen Elemente im nicht explizit beschriebenen Bremskreis 230 sind mit identischen Zahlen und dem Zusatz 'a' versehen. Ebenso wie die Sicherheitsventile 216 sind die in der Zeichnung verwendeten Filter 215 nicht einzeln bezeichnet, sondern eben unter 215 zusammengefaßt. Die hier verwendete Anordnung der Filter ist ebenfalls nicht zwingend. Die Filter sind beliebig den Anforderungen entsprechend setzbar.

Im zu beschreibenden Bremskreis 220 ist an der Hauptbremsleitung eine Speicherkammer 207 angebracht. Die Einleitung des Druckmediums in den Bremskreis erfolgt über ein Vorladeventil 204. Diese steuerbaren Wegeventile 204 und 204A sind beispielsweise als elektromagnetisch steuerbare 2/2-Wegeventile ausgebildet und zwischen dem Hauptbremszylinder 103 und der Rückförderpumpe 203 angebracht. Ausgangsseitig an die Rückförderpumpe 203 schließt sich die Dämpferkammer 208 an. In Richtung zum Hauptbremszylinder 103 sowie zu den jeweiligen Bremsdruckaufbauventilen, also den Einlaßventilen 209, 209A in die Radbremsen folgt die Drossel 213. Der Auslaß des Druckmediums aus dem Bremskreis wird über eine Kombination aus Umschaltventil und Druckbegrenzungsventil 205 gesteuert. Dieses Umschaltventil 205 ist mittels eines Rückschlagventils umgehbar, so daß dann, wenn auf automatischen Bremsbetrieb geschaltet ist, bei ausreichender Betätigung des Bremspedals 100, Druck aus dem Hauptbremszylinder 103 sich bis zu den Ventilanordnungen zur Bremsdruckmodulation 209 bis 212 fortpflanzen kann. Von diesen Bremsventilanordnungen wird 209 und 210 als Einlaßventil des jeweiligen Radbremszylinders und 211 und 212 jeweils als Auslaßventil bezeichnet. An der Druckleitung, die von den Auslaßventilen 211 und 212 zur Rückförderpumpe 203 führt, ist

des weiteren ein Druckspeicher 206 angebracht. Die Rückförderpumpe 203 selbst wird über einen Motor 202 angetrieben.

5 Mit 245 bis 248 sind Raddrehzahlsensoren für die jeweiligen Fahrzeugräder bezeichnet. Diese stehen mit der Steuereinheit 240 in Verbindung. Die genannten Stellglieder wie die jeweiligen Pumpenmotoren 202 bzw. 201 und die genannten Ventile und Ventilanordnungen werden hier durch die Steuerung 240 angesteuert.

10 Das in Fig. 2 dargestellte Verfahren zur Druckschätzung und der damit möglichen Bestimmung der Ansteuerzeit von den in Fig. 1 dargestellten Stellgliedern kann in Form eines Programms in der Steuereinheit 240 aus Fig. 1 ablaufen. Im
15 Block 249 wird das Verfahren gestartet. Dieser Start kann einerseits gleichzeitig mit dem Start eines die Bremswirkung beeinflussenden Regelverfahrens, wie ABS, ASR, FDR erfolgen bzw. zusammen mit einem solchen Reglereingriff durchgeführt werden, andererseits kann der Startvorgang
20 auch beispielsweise mit Einschalten der Zündung durchgeführt werden, wobei in beiden Fällen die Möglichkeit existiert, daß das aufgezeigte Verfahren permanent im Hintergrund läuft und so ständig Druckschätzwerte zur Verfügung stellt. Im Block 250 wird eine Zählvariable k für die verschiedenen Durchläufe auf einen vorgegebenen Wert, beispielsweise 0 gesetzt. In Abfrage 251 wird überprüft, ob
25 sich die jeweilige Regelung, wie beispielsweise ABS, ASR, FDR im ersten Regelzyklus befindet. Ist dies nicht der Fall, so gelangt man zu Block 258, in welchem der Raddruck bzw. Radbremsdruck prad beispielsweise aus einem Hydraulikmodell ermittelt werden kann. Die Grundlage der Raddruck-
30 schätzung auf der Basis eines Hydraulikmodells ist die Berechnung des Radbremsdruckes nach folgenden Gleichungen:

$$\begin{aligned}
 prad(k+1) &= prad(k) + pVkenn \cdot \sqrt{pdiff(k)} \cdot tVent(k) \\
 pVkenn &= f(prad(k)) \\
 pdiff_k &= \begin{cases} prad(k) & tVent(k) < 0 \\ pvor(k) - prad(k) & \text{mit } tVent(k) > 0 \end{cases}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

,wobei für tVent gilt:

- 5 tVent < 0: Druckabbau,
 tVent > 0: Druckaufbau,
 tVent = 0: Druckhalten.

10 Ausgehend von einem Startwert prad(0), für k=0, läßt sich
 der aktuelle Raddruck bzw. Radbremsdruck prad(k+1) mit dem
 Vordruck pvor(k), dem Raddruck prad(k) und der Ventilan-
 steuerzeit tVent(k) der Vergangenheit laufend extrapolie-
 ren. Wobei der Startwert prad(0) aus dem Vordruck pvor er-
 mittelt werden kann. Wenn sich somit die Regelung nicht im
 ersten Regelzyklus befindet, so stehen in Block 258 der
 notwendige Startwert prad(0) und die übrigen notwendigen
 Größen zur Verfügung. Wird in Abfrage 251 allerdings fest-
 gestellt, daß sich der Ablauf im ersten Regelzyklus befin-
 det, so gelangt man zur Abfrage 252. Im ersten Regelzyklus,
 wenn der Vordruck pvor und damit der Startwert des Raddruk-
 kes bzw. Radbremsdruckes prad(0) noch nicht vorliegen, kann
 das Hydraulikmodell ohne Zusatzmaßnahmen nicht verwendet
 werden. Im Stand der Technik bei Einsatz eines Vordrucksens-
 sors kann ein Hydraulikmodell verwendet werden, weil der
 Startwert des Raddruckes prad(0) aus dem gemessenen Vor-
 druck pvor abgeleitet werden kann. Im ersten Regelzyklus,
 wenn der Pumpenmotor 202 noch nicht fördert, ist die Vor-
 druckschätzung mit dem Pumpenmotor 202 aber nicht reali-
 sierbar. Aus diesem Grund kann der Startwert prad(0) der
 Integrationsgleichung des Hydraulikmodells Gl(1) nicht aus
 dem Vordruck pvor ermittelt werden.

30 Wird in Abfrage 251 festgestellt, daß es sich noch um den
 ersten Regelzyklus handelt, so gelangt man zur Abfrage 252.

In dieser wird nun ermittelt, ob das Ende des ersten Regelzyklus erreicht ist oder innerhalb einer vorgebbaren Zeit bzw. Anzahl von Abtastzeitpunkten erreicht wird. Ist dies der Fall stehen die notwendigen Größen zur weiteren Berechnung in Block 254 zur Verfügung. Es kann somit in Block 254 die Fahrzeugverzögerung bzw. negative Fahrzeugbeschleunigung a_x mittels

$$a_x = \frac{(v_{radb} - v_{rada})}{t_{ab}} \quad \text{Gl (2)}$$

ermittelt werden. Dies wird an Hand Fig. 5 später noch genauer erläutert. Aus der ermittelten Fahrzeugverzögerung a_x kann nun der ebenfalls zur weiteren Berechnung verwendete Reibkoeffizient μ nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\mu = -\frac{a_x}{g} \quad \text{Gl (10)}$$

Wird in Abfrage 252 allerdings festgestellt, daß das Ende des ersten Regelzyklus noch nicht erreicht ist, gelangt man zu Block 253. Hierbei werden dann die noch unbekannten Größen, die Fahrzeugverzögerung a_x und der Reibkoeffizienten μ vorgegeben. Der vorgebbare Reibkoeffizient μ im Block 253 wird dabei aus Sicherheitsgründen größer angenommen. Beispielsweise bei Einsatz in einer ABS-Regelung wird zugunsten einer sicheren ABS-Bremung der Reibwert $\mu > 1$, beispielsweise zu 1,4 angenommen. Mittels oben genannter Gleichung Gl(10) läßt sich aus dem vorgebbaren Reibkoeffizienten μ die Fahrzeugverzögerung bzw. negative Fahrzeugbeschleunigung a_x bestimmen. Im Anschluß gelangt man zur Abfrage 255, wo abgefragt wird ob eine Hochlaufphase vorliegt oder nicht. Mit Hochlaufphase ist in diesem Zusammenhang der Radhochlauf, insbesondere nach einem Regeleingriff, gemeint. Beispielsweise bei ABS bedeutet dies, daß die Radge-

5 schwindigkeit nachdem sie durch den Bremseneingriff abgesunken ist aufgrund einer erkannten Blockierneigung des Rades und daraus folgendem Druckabbau wieder zunimmt. Diese beispielsweise bei FDR radindividuelle Geschwindigkeitszunahme kann beispielsweise mittels der Raddrehzahlsensoren 245 bis 248 erfaßt werden. Ist die Hochlaufphase erkannt, gelangt man zu Block 256. Darin wird während der Hochlaufphase innerhalb des ersten Regelzyklus zusätzlich an Stelle der Radbeschleunigung $arad$ die aktuelle maximale Radbeschleunigung $aradmax$ bestimmt und für die weitere Berechnung eingesetzt. Die Bestimmung von $aradmax$ erfolgt beispielsweise durch Vergleich des Beschleunigungswertes zu jedem Abtastzeitpunkt mit dem vorhergehenden Radbeschleunigungswert $arad$. Für die weitere Berechnung wird in diesem Fall die Radbeschleunigung $arad$ gleich der maximalen Radbeschleunigung $aradmax$ gesetzt. Am Ende des ersten Regelzyklus wird der bislang angenommene Wert der Fahrzeugverzögerung ax durch Gleichung 2 in Block 254 korrigiert. Daraus kann dann nach Gleichung 10 ebenfalls in Block 254 der Reibkoeffizient μ aktualisiert werden.

25 Befindet man sich nach Abfrage 255 nicht in einer Radhochlaufphase gelangt man direkt zu Block 257. Dabei kann dann entweder ein Wert für die Radbeschleunigung $arad$ vorgegeben werden oder der aktuell beispielsweise über die Raddrehzahlsensoren bestimmte Wert Verwendung finden. Ebenso zu Block 257 gelangt man aus Block 256 und Block 254. In diesem Ausführungsbeispiel bedeutet dies, daß im ersten Regelzyklus (251) der Radbremsdruck bzw. Raddruck $prad$ nicht aus einem Hydraulikmodell wie beispielsweise nach Gleichung 30 $G1(1)$ berechnet werden kann und deshalb in Block 257 anderweitig bestimmt werden muß. Eine grobe Raddruckschätzung aus der Fahrzeugverzögerung ax ist in folgender Gleichung möglich:

$$p_{rad} = \frac{r_{rad} \cdot (-mF \cdot ax + F_{korrr})}{2 \cdot (cpv + kab \cdot cph)} \quad Gl(7)$$

Der dabei entstehende grobe Wert für den Raddruck bzw. Rad-
 5 bremsdruck p_{rad} ist der mittlere Raddruck im ersten Regelzy-
 klus und dient im wesentlichen als Richtwert für die Rad-
 druckschätzung einzelner Räder, die mit dem nächsten Ansatz
 ermittelt wird.

$$p_{rad} = \frac{0.5 \cdot \mu \cdot mF \cdot (g \cdot L \mp ax \cdot \kappa) \cdot r_{rad} - \frac{J_{rad} \cdot a_{rad}}{r_{rad}}}{cp} \quad Gl(9)$$

Mit vorgenannter Gleichung Gl(9) ist nun eine genauere Ab-
 schätzung des Raddruckes p_{rad} als mit Gleichung Gl(7) mög-
 lich. Dabei wird beispielsweise zwischen Vorder- und Hin-
 15 terrad unterschieden. Somit ist cp in Gleichung Gl(9), der
 Bremsmomentkoeffizient, für Vorder- und Hinterrad unter-
 schiedlich, wenn beispielsweise am Hinterrad ein Druckmin-
 derer eingesetzt ist. So ist der Bremsmomentkoeffizient am
 Vorderrad unverändert und wird dort mit cpv ($=cp$) bezeich-
 20 net. Für das Hinterrad allerdings, beispielsweise durch
 Einsatz eines Druckminderers ist der Bremsmomentkoeffizient
 cp mit einem Abschwächungsfaktor kab für das Hinterrad be-
 aufschlagt und ist somit $kab \cdot cph$, wobei cph dem Bremsmo-
 mentkoeffizient des Hinterrades entspricht und auch mit cpv
 25 identisch sein kann. Ebenso ist in obiger Gleichung die
 Größe L in welche die Hinterradachslast ψ einfließt für
 Vorder- und Hinterrad unterschiedlich. Für das Hinterrad
 entspricht die Größe L der Hinterachslast ψ , für das Vor-
 derrad hingegen ist für L , $1-\psi$ einzusetzen. Außerdem steht
 30 das "-" Vorzeichen vor ax für vordere Räder und das "+"
 Vorzeichen vor ax für hintere Räder. Dieser mit Gleichung
 Gl(9) bzw. mit Gleichung Gl(7) berechnete Radbremsdruck
 bzw. Raddruck p_{rad} dient dann für $k=0$ als Startwert $p_{rad}(0)$

für die Raddruckschätzung mit Hilfe des Hydraulikmodells nach Gleichung Gl(1).

5 Aus Block 257 wie aus Block 258 gelangt man zur Abfrage 259. Dort wird abgefragt ob eine Vordruckschätzung mittels Pumpenmotor 202 und/oder 201 vorhanden bzw. bereits durchgeführt ist. Dies kann beispielsweise einfach dadurch geschehen indem ermittelt wird ob ein Vordruckwert pvor vorliegt oder nicht. Eine weitere Möglichkeit ist in Abfrage 10 259 zu überprüfen ob die zur Vordruckschätzung in Block 261 notwendigen Eingangsgrößen (siehe Gleichungen zur Vordruckschätzung ab Fig. 9) zur Verfügung stehen oder nicht. Ist dies der Fall wird also in Abfrage 259 ermittelt daß eine Vordruckschätzung mittels Pumpenmotor 202 und/oder 201 vorhanden ist, gelangt man zu Block 261, der eigentlichen 15 Schätzung des Vordruckes. Diese Vordruckschätzung nach Block 261 wird später detailliert an Hand der Figuren 9 bis 15 offenbart. Zwei einfache Möglichkeiten sollen aber schon vorab kurz dargestellt werden.

20 Die Idee der Vordruckschätzung liegt darin, daß das erforderliche Moment des Pumpenmotors 202 und/oder 201 bei Rückförderung direkt proportional zu dem Vordruck ist. Da das Moment von der Stromaufnahme oder der Drehzahl abhängig 25 ist, folgt die Schätzung des Vordruckes über die Messung einer dieser Größen. So kann dies einerseits erfolgen über die Messung der Drehzahl des Pumpenmotors, indem nach definierter Ansteuerzeit die induzierte Motorspannung UNachlauf gemessen wird. Anstelle der Drehzahl kann auch der Dreh- 30 zahlabfall des Pumpenmotors über der Zeit gemessen werden. Dies erfolgt dann indem nach definierter Ansteuerzeit die induzierte Motorspannung Unachlauf zweimal innerhalb eines Zeitfensters gemessen wird. Dabei ist die Abhängigkeit aber nur vorhanden, wenn gefördert wird. Die Abhängigkeit ist 35 dabei stark spannungs- und temperaturabhängig und der Ein-

fluß der Fertigungssteuerung darf dabei nicht vernachlässigt werden.

Eine bessere Möglichkeit bietet die Messung der Stromaufnahme des Pumpenmotors 202 und/oder 201. Die Stromaufnahme des Pumpenmotors 202 und/oder 201 nimmt linear mit dem Moment zu. Die Messung der Stromaufnahme kann dabei beispielsweise über einen Meßwiderstand, eine Messung des Spannungsabfalls an einem Schalttransistor oder eine Messung des Spannungsabfalls an einer Zuleitung erfolgen.

Die Vordruckschätzung mit dem Pumpenmotor 202 und/oder 201 findet dabei aber erst während des ersten Regelzyklus statt. Solange die Vordruckschätzung noch nicht vorliegt, muß der Vordruck p_{vor} auf andere Art bestimmt werden. Dazu kann beispielsweise folgende Gleichung dienen:

$$p_{vor} = f_{auf} \cdot p_{rad} \quad G1(12)$$

z.B. mit $1.5 < f_{auf} < 2.0$

Damit wird der Vordruck aus dem Radbremsdruck berechnet. Dabei stellt die Größe f_{auf} das Verhältnis p_{vor}/p_{rad} , also des Vordruckes p_{vor} zum Radbremsdruck p_{rad} dar und kann erfahrungsgemäß oder aus Laborwerten vorzugsweise zwischen 1,5 und 2,0 gewählt werden. Die in 260 getroffene Vorgabe des Vordruckes p_{vor} kann notwendig sein, wenn die Ventilsteuerzeit t_{Vent} beispielsweise wie im Stand der Technik über ein inverses Hydraulikmodell aus dem Vordruck p_{vor} , dem Radbremsdruck p_{rad} , dem Radbremssolldruck $p_{radsoll}$ und der Volumenkennlinie p_{Vkenn} ermittelt wird. Dabei ist $p_{radsoll}$ der vom jeweiligen Regler bzw. System (ABS, ASR, FDR, etc.) bestimmte Sollwert für den Raddruck. Ebenso könnte die Ansteuerzeit t_{Vent} aus einem Kennfeld entnommen werden. Der nun in Block 260 oder Block 261 ermittelte Vordruck p_{vor} wird nun in Block 262 zur Bestimmung der Ansteuerzeit t_{Vent} der Ventile, insbesondere der Ein- und/oder

Auslaßventile 209 bis 212, eingesetzt. Ebenso kann der ermittelte Vordruck pvor zur Bestimmung der Ansteuerzeit für weitere Stellglieder in der Bremsanlage, wie beispielsweise der das Druckmedium fördernden Mittel, insbesondere der Rückförderpumpe 203 bzw. der Vorladepumpe 200 oder der Umschaltventile 205 sowie der Vorladeventile 204 verwendet werden.

In Abfrage 264 wird daraufhin geprüft, ob ein weiterer Durchlauf durchgeführt werden soll oder nicht. Ist dies nicht der Fall gelangt man zu Block 265, dem Verfahrensende. Im anderen Fall wird im Block 263 die Laufvariable k bzw. der Zähler um 1 erhöht. Sollte dieses Verfahren nur bei Regeleingriff durch beispielsweise ABS, ASR, FDR durchgeführt werden, wird in Block 264 überprüft ob ein solcher Regeleingriff vorliegt. Sollte das Verfahren im zweiten Fall ständig im Hintergrund ablaufen, ist das Entscheidungskriterium in Abfrage 264 beispielsweise das Ein- und Ausschalten des Zündschlosses. Aus Block 263 gelangt man wieder zur Abfrage 251 ob der erste Regelzyklus vorliegt oder nicht. Ab dem zweiten Regelzyklus wird die Raddruck- bzw. Radbremsdruckschätzung dann über das Hydraulikmodell nach Gleichung Gl(1) durchgeführt. Diese kann eben dann begonnen werden wenn der Startwert des Raddruckes bzw. Radbremsdruckes prad feststeht. D.h. vor dem zweiten Regelzyklus liegt die Schätzung über den Pumpenmotor bereits vor. Die Raddruck- und Vordruckschätzung werden für die Regelung fortlaufend verwendet. Dies bedeutet auch, daß die Laufvariable bzw. der Zähler k nicht gleichbedeutend mit der Anzahl der Regelzyklen sein muß, aber sein kann.

Fig. 3 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel, welches aus dem in Fig. 2 dargestellten Verfahren entwickelt wurde. Zur alternativen Druckschätzung wird dabei ein Ansatz 1 verwendet. Der Startvorgang nach Block 249 geschieht nach den gleichen Voraussetzungen wie im Ausführungsbeispiel nach

Fig. 2. Ebenso wird in Block 250 die Laufvariable bzw. der Zähler k zu 0 gesetzt. Diesmal allerdings gelangt man aus Block 250 direkt zu einer Abfrage 300, in der nun geprüft wird, ob eine Vordruckschätzung mittels Pumpenmotor möglich ist. Dies kann vergleichbar zu Abfrage 259 in Fig. 2 dadurch geschehen, daß überprüft wird, ob die zur Vordruckschätzung nach Block 261 notwendigen Größen vorhanden bzw. ermittelbar sind. Ist dies der Fall so gelangt man wiederum zu Block 261 in dem wie in Fig. 2 die Vordruckschätzung durchgeführt wird. Ausgehend von diesem Vordruckwert p_{vor} wird dann der Raddruck bzw. Radbremsdruck p_{rad} in Block 258 aus dem Hydraulikmodell nach Gleichung Gl(1) bestimmt. Sind die nach Block 261 notwendigen Größen nicht vorhanden, ist beispielsweise eine Vordruckschätzung mittels Pumpenmotor 202 und/oder 201 nach Abfrage 300 nicht möglich, so gelangt man zu Block 253, in welchem ein Reibkoeffizient μ unter Einbeziehung von Sicherheitsüberlegungen vorgegeben wird. Aus dieser Vorgabe läßt sich wiederum nach Gleichung Gl(10) eine Fahrzeugverzögerung a_x annehmen. Mit diesen Vorgaben wird in Block 301 der Raddruck p_{rad} aus der bereits genannten Gleichung Gl(9) ermittelt. Eine Richtwertermittlung des Raddruckes p_{rad} nach Gleichung Gl(7) erfolgt in Block 301 nicht. Denkbar wäre hier aber ebenso der Einsatz des Block 257 aus Fig. 2, welcher dann den Block 301 ersetzen würde. In diesem Ausführungsbeispiel wird direkt nach Ermittlung des Radbremsdruckes p_{rad} aus Gleichung Gl(9) der Vordruck p_{vor} aus Gleichung Gl(12) nach Block 260 bestimmt. Nach Ansatz 1 liegt somit der Radbremsdruck p_{rad} aus Block 301 und der Vordruck p_{vor} aus Block 260 vor. Im anderen Fall dieses Ausführungsbeispiels liegen beide Größen aus Block 261 (p_{vor}) und Block 258 (p_{rad}) vor. Mit den so ermittelten Größen kann wiederum in Block 262 wie im vorhergehenden Ausführungsbeispiel die Berechnung der Ansteuerzeit t_{vent} für in der Bremsanlage vorhandene Stellglieder, insbesondere der Ventile, erfolgen. Wiederum wird in Block 264 über-

prüft ob weitere Durchläufe durchgeführt werden sollen. Ist dies nicht der Fall gelangt man wieder zum Programmende (265). Im anderen Fall wird der Zähler bzw. die Laufvariable k in Block 263 wiederum um 1 erhöht und man gelangt erneut zur Abfrage nach Block 300.

Eine weitere Variante ergibt sich nach dem Ausführungsbeispiel in Fig. 4. Diese ist vergleichbar zur Variante in Fig. 3 mit Ausnahme des Ansatzes 1, der hier durch einen Ansatz 2 ersetzt ist. Die Beschreibungen der gleich bezeichneten Blöcke sind den Fig. 2 und 3 zu entnehmen. Ist in Fig. 4 eine Vordruckschätzung mittels Pumpenmotor 202 und/oder 201 nach Abfrage 300 nicht möglich, so wird die Fahrzeitverzögerung ax aus Radsignalen nach Block 400 ermittelt. Dies kann beispielsweise durch die Auswertung der Sensordaten der Raddrehzahlsensoren 245 bis 248 erfolgen. Eine so ermittelte Fahrzeugverzögerung ax nach Block 400 kann selbstverständlich auch in den vorhergehenden Ausführungsbeispielen nach Fig. 2 und 3 Verwendung finden. Hier wird nun der Vordruck pvor in Block 401 nach folgender Gleichung ermittelt:

$$p_{vor} = faktor \cdot ax \quad Gl (15)$$

Dieser Gleichung liegt die Idee zugrunde, daß der zu ermittelnde Vordruck pvor und die Fahrzeugverzögerung ax korreliert, insbesondere proportional sind und mittels einem Faktor faktor verknüpft werden können. Dieser Faktor kann beispielsweise aus Meßwerten bestimmt und/oder aus einem Kennfeld entnommen werden. So ist es ebenfalls möglich den Proportionalfaktor faktor vorab in einer Lernphase beispielsweise als Mittelwert aller oder der meisten vorkommenden Regulationssituationen bei die Bremswirkung beeinflussenden Systemen (ABS, ASR, FDR, etc.) vorzugeben. Der so in Block 401 ermittelte Vordruck pvor wird nun in Block 258

zur Bestimmung des Raddruckes p_{rad} aus dem Hydraulikmodell (nach Gleichung Gl(1) eingesetzt. Der weitere Ablauf entspricht dem in Fig. 2 bzw. Fig. 3 bereits beschriebenen.

5 In Fig. 5 ist an Hand einer Darstellung der Radgeschwindigkeit v_{rad} über der Zeit aufgezeigt wie die Fahrzeugverzögerung a_x nach Gleichung Gl(2) bestimmt wird. Die Kurve 500 zeigt dabei den Verlauf der Radgeschwindigkeit unter dem
Einfluß eines Regeleingriffs, wie beispielsweise ABS, ASR,
10 FDR. Bis zum Zeitpunkt t_a erfolgt beispielsweise der Druckaufbau woraufhin sich die Radgeschwindigkeit verlangsamt. Im Übergang zur Phase Druckhalten eben in Punkt 501 wird die dabei auftretende Radgeschwindigkeit v_{rada} beispielsweise durch Umrechnung der Werte aus den Raddrehzahlsensoren
15 245 bis 248 bestimmt und gespeichert. Nach dem Druckabbau wenn sich das Rad ab t_{hb} im Hochlauf befindet in einer weiteren Druckhaltenphase wird dann die Radbeschleunigung a_{rad} , insbesondere die maximale Radbeschleunigung a_{radmax} in Form der größten Kurvensteigung der Kurve 500 ab t_{hb} er-
20 mittelt und gespeichert. Der Beginn des Radhochlaufs befindet sich wie bereits erwähnt zum Zeitpunkt t_{hb} am Ende der Druckabbau- und am Beginn der Druckhaltenphase. Bis zum Zeitpunkt t_b wird somit die maximale Radbeschleunigung a_{radmax} ermittelt, die sich beispielsweise bei $t_{aradmax}$ be-
25 findet. Am Ende des Radhochlaufs zu Beginn der nächsten Druckaufbauphase 502 zum Zeitpunkt t_b wird dann die vorliegende Radgeschwindigkeit v_{radb} ermittelt und gespeichert. Aus der Differenz der beiden Radgeschwindigkeiten im Ver-
hältnis zu Δt_{ab} der Differenz der Zeiten t_a , t_b ihres Auf-
30 tretens kann dann die Fahrzeugverzögerung a_x ermittelt werden. Der Zeitpunkt der Ermittlung des Raddruckes nach dem ersten Regelzyklus kann somit t_b sein. Dabei ist nun wichtig, daß an dem gemessenen Rad kein Schlupf und keine Blok-
kierung auftritt, bzw. eine solche erkannt wird, da sonst
35 falsche Werte entstehen. Dies kann einmal dadurch erreicht

werden, daß die Fahrzeugverzögerung a_x aus Radgeschwindigkeiten v_{rad} ermittelt wird, die über alle Räder gemittelt sind.

5 Eine weitere Möglichkeit zur Verhinderung falscher Werte und zur Erhöhung der Güte der Schätzung ist eine Plausibilitätsprüfung. Unmittelbar nachdem die Fahrzeugverzögerung a_x mit Gleichung Gl(2) berechnet wurde und damit μ über Gleichung Gl(10) feststeht, wird der Raddruck p_{rad} über Gleichung Gl(7) und Gleichung Gl(9) berechnet. Hierbei erfolgt die Berechnung radweise. Die Fahrzeugverzögerungen a_x aller Räder können auf Plausibilität geprüft werden. Die Fahrzeugverzögerung a_x ist eine Fahrzeuggröße und muß deshalb für alle Räder gleich sein. Bei homogener Fahrbahn, sollte auch die Berechnung über Gleichung Gl(9) an allen Rädern gleiche Werte liefern. Grundlage der Plausibilitätsprüfung sind die Beziehungen bei homogenen Fahrbahnen bezüglich beispielsweise des Raddruckes der Vorderräder p_{radv} und der Hinterräder p_{radh} je nach Bremskreisaufteilung. Der Raddruck am Vorderrad p_{radv} entspricht dem Raddruck p_{rad} und am Hinterrad tritt dabei wieder im Falle eines Druckminderers der Abschwächungsfaktor k_{ab} als Faktor auf ($p_{radh} = k_{ab} \cdot p_{rad}$). Durch Einsetzen dieser Beziehungen und radspezifischer Größen (darunter auch a_x) in Gleichung Gl(7) und Gleichung Gl(9) erhält man insgesamt acht Werte von p_{rad} , die z. B. durch Mittelwertbildung egalisiert werden können und/oder direkt verglichen werden können. Solange a_x nicht durch Steigungsberechnung nach Gleichung Gl(2) ermittelt wird, steht natürlich aus Gleichung Gl(7) nur ein Wert zur Verfügung. In diesem Fall stehen zur Mittelwertbildung und/oder zum Vergleich nur fünf Werte zur Verfügung. Durch die Plausibilitätsprüfung können dann ebenfalls ausgehend von den acht bzw. fünf Werten Abweichungen an einzelnen Rädern ermittelt und bewertet werden.

Der Sonderfall einer μ -Split-Bremmung bei unterschiedlichen Reibwerten μ durch z.B. unterschiedliche Fahrbahnoberflächen oder -eigenschaften ist in den Fig. 6 und 7 dargestellt. Im Fall einer μ -Split-Bremmung treten beispielsweise seitenweise an den Rädern unterschiedliche Reibwerte μ auf. Um das durch μ -Split verursachte Giermoment abzuschwächen, muß der Momentenanstieg auf der High-Seite begrenzt werden, das bedeutet, daß der Momentenanstieg auf der Seite begrenzt werden muß bzw. an den Rädern begrenzt werden muß, die sich auf dem griffigeren Fahrbahnteil, also dem mit höherem Reibkoeffizienten μ befinden, also den High-Rädern. Dazu ist in Fig. 7 die Radgeschwindigkeit für ein Low-Rad (glatterer Fahrbahnteil, kleineres μ) bzw. ein High-Rad über der Zeit aufgetragen. Fig. 7 zeigt dazu korreliert mit den Fahrgeschwindigkeiten aus Fig. 7 den Druckverlauf für ein High-Rad und ein Low-Rad über der Zeit. Da aus den Fahrzeugverzögerungen a_x im Fall einer μ -Split-Bremmung ein mittleres μ berechnet wird, liefert die Berechnung nach Gleichung Gl(7) und Gleichung Gl(9) im allgemeinen beispielsweise bei ABS zu hohe Werte für ein Low-Rad und zu niedrige Werte für ein High-Rad. Durch die Anstiegsbegrenzung auf der High-Seite ist der Fehler im Vergleich zu dem Fall ohne Begrenzung jedoch klein. Im Fall einer μ -Split-Bremmung gehen die Low-Räder zuerst in Regelung, beispielsweise in ABS-Regelung. Die Raddruckschätzung wird automatisch nur für Low-Räder durchgeführt bis die High-Räder auch in Regelung, beispielsweise ABS-Regelung gehen. Zur Mittelwertbildung des Raddruckes p_{rad} für die Low-Räder stehen dann vier bzw. drei Werte zur Verfügung. Eine μ -Split-Erkennung ist insofern nicht notwendig. Da die Anstiegsbegrenzung vom Fahrzeugregler vorgegeben wird und bekannt ist, kann der Raddruck der High-Räder unmittelbar aus Ergebnissen der Low-Räder unter Berücksichtigung der Anstiegsbegrenzung berechnet werden.

Fig. 8 zeigt noch einmal eine schematische Darstellung des Ablaufs der Schätzung an Hand dreier Diagramme. Einmal ist der Druck p über der Zeit t aufgetragen. Darin sind qualitativ der Kurvenverlauf des Vordrucks p_{vor} und eines Raddruckes p_{rad} aufgetragen. Zum Zeitpunkt t_a ist hier nun im Druckdiagramm $p(t)$ deutlich der Übergang beim Radbremsdruck p_{rad} von Druckaufbau in Druckhalten zu erkennen. Die Darstellung der Motorspannung UPM des Pumpenmotors wurde gewählt um den Einsatz der Pumpe deutlich zu machen. Die Zeitpunkte der Druckschätzung p_{vor} und p_{rad} sind kenntlich gemacht. Ebenso die Schätzung des Startwertes $p_{rad}(0)$ für das Hydraulikmodell nach Gleichung Gl(1). Die Zeitspanne für einen Regelzyklus z.B. bei einer ABS-Regelung ist hier zwischen t_a und t_b offenbart. An dem Geradenstück mit $-1,4g$ ist noch einmal die angenommene Verzögerung im Verhältnis zur realen Fahrzeugverzögerung a_x dargestellt und gezeigt, daß der Reibkoeffizient μ aus Sicherheitsgründen größer gewählt ist.

Bei Block 261 in Fig. 2 wurde bereits auf eine detaillierte Darstellung einer Vordruckschätzung in diesem Block durch die Figuren 9 bis 15 hingewiesen. Die bevorzugte Ausführungsform der Vordruckschätzung in Block 261 der Fig. 2, 3 und 4 erfolgt aus einer Stromaufnahme eines Pumpenmotors und einer Volumenbilanz des Druckmediums, insbesondere der Bremsflüssigkeit als Ersatz für einen Vordrucksensor für Bremsregelungsanwendungen bzw. Systemen zur Beeinflussung der Bremswirkung (ABS, FDR, ASR, etc.). Eine Vordruckinformation ist einerseits für die vorher genannte Radbremsdruckschätzung aber ebenso beispielsweise für die Fahrdynamikregelung allgemein notwendig. Die Grundidee dieser Druckschätzung, insbesondere Vordruckschätzung liegt darin, daß der erforderliche Strom des Pumpenmotors während der Abbauphase der Regelung ein Maß für die Fördermenge an Druckmedium und den vorliegenden Vordruck p_{vor} darstellt.

Aus den Informationen Pumpenstrom und Fördermenge läßt sich der Vordruck p_{vor} dann ermitteln. Fig. 9 zeigt dazu eine Übersichtsdarstellung der Vordruckschätzung. Zusätzlich wird darin die der Druck p_{vor} der Schätzung mit einem Verzögerungssystem (Block 98) gefiltert. Zur Ermittlung des Mittelwertes $XVMittel$ in einer Lernphase werden nur Messungen zum Zeitpunkt des Beginns der Förderung bewertet (vgl. Fig. 12). In Block 90 von Fig. 9 wird das gesamte zu fördernde Volumen V gebildet und an Block 95 ausgegeben. Als Eingangsgroßen dienen der Reibkoeffizient μ und im Fall spezieller Bremskreisaufteilungen beispielsweise hier die Unterscheidung nach Vorder- und Hinterrad vorn/hinten. In den Blöcken 91 bis 94 ist die Volumenbilanz (vgl. Fig. 10) bezüglich der jeweilige Radbremse enthalten. Eingangsgroßen in diese Blöcke 91 bis 94 sind die jeweiligen Ansteuersignale der Auslaßventile $AVVL$, $AVVR$, $AVHL$, $AVHR$. Daraus werden dann die Volumina der einzelnen Räder bzw. Radbremsen ermittelt. Diese sind VVL (entspricht dem Volumen vorne links), VVR (Volumen vorne rechts), VHL (Volumen hinten links), VHR (Volumen hinten rechts). Die Verknüpfung dieser Volumina in Block 99 beispielsweise durch Summenbildung ergibt das Gesamtvolumen V , das dem Block 95 übergeben wird. Durch Hinzunahme eines Proportionalfaktors $XVMittel$ und Verknüpfung mit dem Volumen V wird ein Volumenfaktor $Vfaktor$ gebildet. Der Volumenfaktor $Vfaktor$ entsteht beispielsweise durch Quotientenbildung aus $XVMittel$ und dem Volumen V . Der Volumenfaktor $Vfaktor$ wird seinerseits einem Block 96 zugeführt und dort mit einem effektiven Stromanteil I_{eff} , beispielsweise durch Multiplikation, verknüpft. Daraus entsteht ein geschätzter Vordruck p_{vor} , der dann noch einem Block 98 zugeführt werden kann. Diesem Ausführungsbeispiel ist in Block 98 ein Verzögerungsglied erster Ordnung enthalten wodurch der Vordruck p_{vor1} entsteht. Der Effektive Stromanteil I_{eff} wird durch Verknüpfung des Anlaufstroms I_{Anlauf} und des Leer-

laufstroms I_{Leer} sowie des gemessenen Stromanteil $I_{\text{Meß}}$ in Block 97 gebildet. Vorteilhafter Weise geschieht das durch Differenzbildung. Der dieser Fig. 9 zugrunde liegende allgemeine Ansatz wird im folgenden erläutert.

5 Da hier versucht wird mit einem Festwert XV_{Mittel} die schätzung zu erzielen, muß der Schätzer so ausgelegt werden, daß die Streuung des Proportionalfaktors XV so klein wie möglich gehalten wird. XV_{Mittel} wird unter der Berücksichtigung der folgenden Einflußgrößen der Volumenbilanz bestimmt: Temperatur T , Raddbremsdruck p_{rad} (hohe oder niedrige Kraftschlußbeiwerte), Bremskreis. Das Auswahlkriterium ist dabei das Minimieren des Schätzfehlers über alle Betriebsbedingungen des Regeleingriffs, z.B. Bremsvorgangs.

10 Vor diesem Hintergrund ist ein Kompromiß bei der Ermittlung von XV_{Mittel} angezeigt. Um Unterbremsung zu vermeiden, wird XV_{Mittel} so ausgelegt, daß die Druckschätzung eher zu groß als zu klein sein wird

20 Der zur Förderung benötigte Strom des Pumpenmotors I wird direkt proportional zu dem Fördervolumen V und dem Vordruck p_{vor} angenommen.

$$I = f(V, p_{\text{vor}}) = \frac{1}{XV} \cdot V \cdot p_{\text{vor}} \quad \text{Gl (1v)}$$

25 Der Proportionalfaktor XV wird beispielsweise vorab in einer Lernphase bzw. Laborphase aus gemessenem Vordruck, Strom I nach gebildetem Fördervolumen V bestimmt.

$$XV = V \cdot \frac{p_{\text{vor}}}{I} \quad \text{Gl (2v)}$$

30 Mit dem gelernten Mittelwert des Proportionalfaktors XV_{Mittel} , der so bestimmt wird, daß er für möglichst alle vor-

kommende Bremssituationen gültig ist, kann der Vordruck
p_{vor} dann während des Regeleingriffs geschätzt werden.

$$p_{vor} = XVMittel \cdot \frac{I}{V} \quad \text{Gl (3v)}$$

5

Dabei wird XVMittel in der Lernphase beispielsweise nach
folgender Gleichung bestimmt:

$$XVMittel = \frac{1}{n} \sum_j \frac{p_{vor}(j) \cdot V(j)}{I_{eff}(j)} \quad \text{Gl (11v)}$$

10

, wobei j den Zeitpunkten der Bewertung und n der Anzahl
der Bewertung entspricht.

15

Der Volumenfaktor Vfaktor wird aus dem Mittelwert des Pro-
portionalfaktors XVMittel beispielsweise dadurch bestimmt,
daß XVMittel durch das Volumen V geteilt wird. Die Streuung
des Proportionalfaktors XV kann minimiert werden, wenn bei
der Nachbildung des Fördervolumens V sämtliche Einflußgrö-
ßen berücksichtigt werden.

20

Fig. 10 veranschaulicht dazu die Nachbildung des Fördervo-
lumens V mit einem Volumenmodell in Block 90. Es wird dabei
kein aufwendiges strömungstechnisches Modell verwendet.
Vielmehr soll der Fördervorgang vom jeweiligen Auslaßven-
til, beispielsweise 211, 212, 211a und 212a, über die Spei-
cherkammer zur Bremsleitung mit einem einfachen Verzöge-
rungsmodell beschrieben werden. Wird die Speicherkammer 206
bzw. 206a als Bezug genommen, kann die normierte Volumenbi-
lanz fabbz in der Speicherkammer 206 bzw. 206 zeitlich in
der digitalen Darstellung wie folgt, beschrieben werden:

30

$$fabbz = \begin{cases} fabbz + u_{ven} & \text{solang das Auslaßventil offen ist} \\ fabbz & \text{wenn Auslaßventil wieder geschlossen} \\ p_{fab} \cdot fabbz & \text{ab Zeitpkt Beginn TABBAU} \end{cases} \quad \text{Gl (4v)}$$

Die digitale Darstellung $fabbz = fabbz + u_{ven}$ zu jedem Ab-
tastzeitpunkt deutet lediglich die Summe der Abbauzeiten in
der Abbauphase an. Zum Zeitpunkt des geschlossenen Auslaß-
ventils bleibt der Inhalt von $fabbz$ konstant und beträgt
5 den Wert $\Sigma(u_{ven})$, falls $fabbz$ am Anfang der Summenbildung
zu Null gesetzt wird. Wobei u_{ven} die Abbauzeit des Ventils
($t_2 - t_3$ in Fig 10) darstellt. Die Größe $pfab$ ist durch

$$pfab = \exp\left(-\frac{TA}{TPFAB}\right) \quad Gl (5v)$$

10

dargestellt, wobei TA der Abtastzeit und $TPFAB$ der Zeitkon-
stante der Förderung durch beispielsweise die Rückförder-
pumpe 203 bzw. 203a entspricht. In Fig. 10 ist dazu reprä-
sentativ ein Ansteuersignal AV für ein Auslaßventil (211,
15 212) dargestellt. Dieses Ventil ist von t_0 bis t_1 in ge-
schlossenem Zustand, zum Zeitpunkt t_1 bis t_2 geöffnet und
ab dem Zeitpunkt t_2 wieder in geschlossenem Zustand. Dies
wird durch Kurvenverlauf 10 dargestellt. Daneben ist in
20 Fig. 10 das Volumen des Druckmediums in der Speicherkammer
 V_{sp} über der Zeit dargestellt. Zum Zeitpunkt t_1 wenn bei-
spielsweise das Auslaßventil 211 geöffnet wird erhöht sich
das Volumen in der Speicherkammer 206 von V_{sp1} auf V_{sp2} .
Die Differenz $V_{sp2} - V_{sp1}$ der Volumina dV_{sp} ist proportio-
25 nal zur Abbauzeit $TABBAU$ und entspricht dem geförderten Vo-
lumen aus einer Radbremse.. Die Abbauzeit des Volumens des
Druckmediums in den Radbremsen $TABBAU$ ist in Fig. 10 von t_1
bis t_3 dargestellt. Die Zeit t_3 bis t_4 , die die Rückförder-
pumpe benötigt, um die Speicherkammer 206 zu leeren ent-
spricht ungefähr dreimal der Zeitkonstante der Förderung
30 durch die Rückförderpumpe $TPFAB$. Diese Zusammenhänge sind
im Kurvenverlauf 11 in Fig. 10 dargestellt.

Das Volumenmodell kann für jedes Rad individuell verwendet werden. Vordere und hintere Räder werden mit unterschiedlichen Gewichtungsfaktoren f_{kreisV} für vordere Räder und f_{kreisH} für hintere Räder bewertet. Da der Zusammenhang zwischen der Abbauzeit $TABBAU$ und dem Volumen V_{sp} vom Druckniveau abhängig ist, wird ein exponentieller druckabhängiger Faktor f_{druck} im Volumenmodell eingeführt. Dieser Zusammenhang ist in Fig. 11 dargestellt. Dabei stellt Kurve 12 den Druckverlauf für die hinteren Räder über der Zeit dar und Kurve 13 den Druckverlauf für vordere Räder. Dabei bezieht sich der Druck $P_{\mu H}$ auf einen hohen Reibkoeffizienten μ und der Druck $P_{\mu N}$ auf einen niedrigen Reibkoeffizienten μ . Der Zusammenhang zwischen der Abbauzeit $TABBAU$ und dem Volumen V_{sp} abhängig vom Druckniveau wird dabei in Fig. 11 an Hand der Kurvensteigungen deutlich. Diese unterschiedliche Steigungen sind in den Steigungsdreiecken bei t_{02} , t_{03} , t_{04} und t_{05} dargestellt. Wobei die Steigungsdreiecke bei t_{02} und t_{03} einem hohen Reibkoeffizienten μ entsprechen, entsprechend $P_{\mu H}$ und die Steigungsdreiecke bei t_{04} und t_{05} einem niedrigen Reibkoeffizienten μ , entsprechend $P_{\mu N}$ entsprechen. Durch die Wahl gleicher Zeitspannen Δt der einen Seite der Steigungsdreiecke wird der Einfluß des Druckniveaus deutlich. Außerdem kann dieser Zusammenhang hinsichtlich der Viskosität der Bremsflüssigkeit auch temperaturabhängig sein. Dies wird später an Hand der Figuren 13 bis 15 näher erläutert. Das gesamte zu fördernde Volumen V kann dann beispielsweise durch Summenbildung in Element 99 von Fig. 9 ermittelt werden.

$$\begin{aligned}
 V &= VVL + VVR + VHL + VHR \cdot \text{mit} \\
 VVL &= f_{abbzVL} \cdot f_{kreisV} \cdot f_{druckVL} \\
 VVR &= f_{abbzVR} \cdot f_{kreisV} \cdot f_{druckVR} \\
 VHL &= f_{abbzHL} \cdot f_{kreisH} \cdot f_{druckHL} \\
 VHR &= f_{abbzHR} \cdot f_{kreisH} \cdot f_{druckHR}
 \end{aligned}
 \tag{7v}$$

Dabei bedeuten die den einzelnen Größen fabbz, fkreis und fdruck zugeordneten Bezeichnungen V vorne, H hinten, L links und R rechts. VVL, VVR, VHL und VHR sind die an den einzelnen Radbremsen geförderten Volumina und ergeben in

5

Wie in Fig. 12 dargestellt beinhaltet der Gesamtstrom des Pumpenmotors I nach dem Einschalten den Anlaufstrom IAnlauf und in Leerlaufstellung den Leerlaufstrom ILeer. Deshalb soll der Strom I nicht direkt für die Vordruckschätzung verwendet werden. Um den für die Förderung entsprechenden Stromanteil zu ermitteln, werden diese Anteile IAnlauf und ILeer vom gemessenen Strom IMeß abgezogen. In Fig. 12 ist der Strom über der Zeit aufgetragen. Dabei zeigt Kurve 14 den gemessenen Strom IMeß, Kurve 15 den Leerlaufstrom ILeer mit dem Anlaufstrom IAnlauf und Kurve 16 den verwendeten, der Förderung entsprechenden effektiven Stromanteil Ieff. Die Zeitpunkte tb1 bis tb9 stellen die j Zeitpunkte der Bewertung des Stromes dar. Bis zur ersten Bewertung des Stromes zum Zeitpunkt tb1 muß eine Schätzung des Vordruckes als Festwert angenommen werden. Über ein Verzögerungssystem erster Ordnung in Block 98 von Fig. 9 mit der Zeitkonstante TFPF wird die Anbremsdynamik des Fahrers nachgebildet. Der Anlaufstrom wird wiederum mit einem einfachen Ansatz nachgebildet. Diese Schätzung ist in Gleichung 9v angegeben.

10

15

20

25

$$I_{\text{Anlauf}} = \begin{cases} I_{\text{Anlauf}} + \frac{I_{\text{ampl}}}{T_{\text{lang}}} & \text{beim Anlaufen} \\ q_1 \cdot I_{\text{Anlauf}} & \text{beim Abklingen} \end{cases} \quad G1(9v)$$

30

Wobei Iampl der Spitze des Anlaufstroms und Tlang einem Zeitschritt entspricht. Die Größe Q1 beim Abklingen wird durch eine Exponentialfunktion mit TPF1 der Zeitkonstante des Abklingens und TA der Abtastzeit dargestellt.

$$q_1 = \exp\left(-\frac{TA}{TPFI}\right) \quad G1(10v)$$

In den Figuren 13 bis 15 wird die schon vorher angesprochene Temperaturkompensation hinsichtlich der Viskosität der Bremsflüssigkeit dargestellt. Die Wahl des Mittelwertes des Proportionalfaktors $XVMittel$ in der Lernphase basiert auf den Messungen beispielsweise in einem Temperaturbereich von möglicherweise 20 bis 35°C. Für Regeleingriffe, insbesondere Bremsungen in einem anderen Temperaturbereich bzw. anderen Temperaturbereichen muß $XVMittel$ entsprechend so angepaßt werden, daß die Beeinflussung der Temperatur T auf die Schätzung kompensiert wird. Der Ausgangspunkt dazu ist in Fig. 13 die Temperaturabhängigkeit der Schätzgenauigkeit. Aufgetragen ist der Schätzfehler SF entsprechend der Differenz des geschätzten und gemessenen Vordruckes p_{vor} geteilt durch den gemessenen Vordruck über der Temperatur T . Wobei Regeleingriffe, insbesondere Bremsungen mit unterschiedlichen Bremsdrücken getrennt in zwei Gruppen bewertet werden. So stellt Kurve 17 den Schätzfehler 1 in einem ersten Druckbereich, beispielsweise von 100 bis 200 bar und Kurve 18 einen Schätzfehler 2 in einem zweiten Druckbereich, beispielsweise von 25 bis 50 bar, dar. So ist bei tiefen Temperaturen und hohem Druck der Schätzfehler am größten. Zur Kompensation des Schätzfehlers können nun zwei Verfahren eingesetzt werden.

Das erste Verfahren wird an Hand Fig. 14 erläutert. Darin ist der Proportionalfaktor XV in Abhängigkeit vom Vordruck p_{vor} und Temperatur T dargestellt. Im gleichen Abhängigkeitsverhältnis ist der Mittelwert $XVMittel$ in gleicher Fig. 14 dargestellt. Zur Kompensation des Schätzfehlers, der durch die Temperatur hervorgerufen ist, muß der Mittelwert $XVMittel$ temperaturabhängig gemacht werden. Die Dar-

stellung in Fig. 13 zündet die Idee, daß sich der Proportionalfaktor XV tendentiell wie in Fig. 14 dargestellt nach der Temperatur T ändert. Dazu zeigt Kurvenverlauf 21 den Proportionalfaktor XV in einem ersten höheren Temperaturbereich (beispielsweise 20 bis 35°C) und Kurvenverlauf 23 den Proportionalfaktor XV in einem zweiten kälteren Temperaturbereich (beispielsweise von -20 bis 10°C). Die Kurvenverläufe 20 und 22 zeigen den Mittelwert des Proportionalfaktors dann jeweils bei hoher (wie vorher 20 bis 35°C) und bei niedriger (-20 bis 10°C) Temperatur. Dies bedeutet, daß der Mittelwert XV_{Mittel} in Abhängigkeit zur Temperatur entsprechend in Richtung des richtigen Wertes des Proportionalfaktors XV korrigiert werden kann. Beispielsweise wird vorab der Zusammenhang zwischen XV_{Mittel} und der Temperatur gelernt. Aus der Temperaturermittlung wird dann der passende XV_{Mittel} für die Druckschätzung verwendet. Die Korrektur des Mittelwertes XV_{Mittel} kann direkt über einen Temperatursensor, mit dem die Temperatur des Druckmediums ermittelt wird, durchgeführt werden. Falls ein Temperatursensor nicht zur Verfügung steht, kann die Temperatur des Druckmediums indirekt aus dem Strom des das Druckmedium fördernden Mittels ermittelt werden. Dabei kann man die Strommessung als Ersatz für einen Temperatursensor verwenden. Aus den Messungen der jeweiligen Regelung (ABS, ASR, FDR) mit der Vordruckschätzung für unterschiedliche Temperaturen, kann festgestellt werden, daß der stationäre Leerlaufstrom I_{Leer} kontinuierlich mit zunehmender Temperatur abnimmt. Dies zündet die Idee, daß die Temperatur aus dem Strom ermittelt werden kann. Damit kann die Temperatur und die Schätzfehlerkompensation ohne weiteres durchgeführt werden, beispielsweise durch Kennlinienvorgabe bzw. eine Kennlinienschar oder ein Kennlinienfeld mit Temperatur und Strom als enthaltene Größen. Der Zusammenhang zwischen Leerlaufstrom und Temperatur ist in Fig. 15 in Kurvenverlauf 25 dargestellt. Die Temperaturabhängigkeit des Leerlaufstromes

I_{Leer} ist der der Viskosität η sehr ähnlich. Dies zeigt
 sich im Verlauf der Viskosität η , Kurve 24 in Fig. 15.
 Dies führt zur Idee, daß der Leerlaufstrom wesentlich von
 der Viskosität der Bremsflüssigkeit abhängt. Bei tieferen
 5 Temperaturen ist die Bremsflüssigkeit zähflüssiger, daher
 ist mehr Strom notwendig um dasselbe Volumen zu fördern.
 Darauf gründet sich die Idee, den aktuellen Leerlaufstrom,
 der z. B. durch Minimumbildung des gemessenen Stroms nach
 der Anlaufphase ermittelt wird, direkt zur Temperatur bzw.
 10 Schätzfehlerkompensation zu verwenden.

Bisher wurde der Leerlaufstrom einmal bei warmem Motor be-
 stimmt und dann bei der Schätzung als Konstante eingesetzt.
 Zur Schätzfehlerkompensation wird der Leerlaufstrom I_{Leer}
 15 während der Bremsung laufend ermittelt und bei der Vor-
 druckschätzung als Variable verwendet. Im Gegensatz zu dem
 Ansatz über die Temperatur im Verfahren 1 ist hier der um-
 gekehrte Weg beschritten. Die im Leerlaufstrom I_{Leer} ent-
 haltene Information über die Temperatur T wird auf diese
 20 Weise so berücksichtigt, daß der Proportionalfaktor X_V über
 den gesamten Temperaturbereich denselben Wert behält. Die
 Folge ist, daß der schon optimierte Mittelwert des Propor-
 tionalfaktors $X_{V\text{Mittel}}$ für den gesamten Temperaturbereich
 die Gültigkeit hat.

Formelzeichen

arad	Radbeschleunigung
ax	Fahrzeugverzögerung
30 cp	Bremsmomentkoeffizient
F _{korrr}	Korrekturfaktor, umfaßt Luftwiderstand und Steigungswiderstand
g	Erdbeschleunigung
J _{rad}	Trägheitsmoment des Rades
35 kab	Abschwächungsfaktor (Druckminderer)

	mF	Fahrzeuggewicht
	prad	Raddruck
	pVkenn	Ventilkennlinie
	pvor	Vordruck
5	rrad	Radradius
	tab	Zeitabstand zwischen ta und tb
	tVent	Ventilansteuerzeit
	tVent(k)	Ventilansteuerzeit zum k-ten
		Abtastzeitschritt
10	vrada	Radgeschwindigkeit zum Zeitpunkt a
	vradb	Radgeschwindigkeit zum Zeitpunkt b
	k	Schwerpunkthochlage
	ψ	Hinterachslast
	k	k-ter Abtastzeitschritt
15	fabbz	Volumenbilanz

5

10 Ansprüche

1. Verfahren zur Ermittlung eines Radbremsdrucks in einem Bremsystem, bei dem durch wenigstens eine Absperrvorrichtung für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß eines Druckmediums, Druckmedium von einem einen Vordruck aufweisenden Reservoir für das Druckmedium in eine Radbremse eingeleitet wird mit folgenden Schritten:
- 15 - Schätzen einer den Vordruck repräsentierenden Druckgröße
- 20 - Erfassen von Betriebszuständen wenigstens einer Absperrvorrichtung für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß des Druckmediums
- Ermitteln des Radbremsdrucks abhängig vom geschätzten Vordruck und den erfaßten Betriebszuständen.
- 25 2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ermittlung des Radbremsdrucks iterativ mittels eines Modells geschieht.
- 30 3. Verfahren zur Schätzung eines Vordrucks in einem Bremssystem, bei dem durch wenigstens eine Absperrvorrichtung für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß eines Druckmediums Druckmedium von einem den Vordruck aufweisenden Reservoir für das Druckmedium in eine Radbremse eingeleitet wird, wobei durch wenigstens ein das Druckmedium för-
- 35

derndes Mittel Druckmedium von der Radbremse abgeleitet werden kann, mit folgenden Schritten:

- Erfassen einer Betriebszustandsgröße für das das Druckmedium fördernde Mittel,
- Schätzung des von dem das Druckmedium fördernden Mittel geförderten Volumens an Druckmedium,
- Schätzung des Vordrucks abhängig von wenigstens einer erfaßten Betriebszustandsgröße und dem geschätzten geförderten Volumen an Druckmedium.

4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Schätzung des Vordrucks mittels eines Volumenmodells geschieht.

5. Verfahren nach Anspruch 1 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Vordruck abhängig von einer als Maß für eine Drehzahl eines das Druckmedium fördernden Mittels verwendeten Größe, insbesondere einer Stromaufnahme eines Pumpenmotors, geschätzt wird.

6. Verfahren nach Anspruch 1 oder 3 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß die als Maß für die Drehzahl verwendete Größe einer Energieaufnahme, insbesondere einer Stromaufnahme, des das Druckmedium fördernden Mittels entspricht.

7. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Plausibilitätsprüfung der ermittelten Druckgröße durchführbar ist.

8. Verfahren nach Anspruch 2 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Modell und/oder dem Volumenmodell eine Temperaturinformation in einen Proportionalfaktor zur Bestimmung der Druckgröße oder in einen entsprechenden Mittelwert von Proportionalfaktoren eingebracht wird.

9. Verfahren nach Anspruch 2 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Modell und/oder dem Volumenmodell eine Temperaturabhängigkeit eines Stromes und eine Temperaturabhängigkeit einer Viskosität des Druckmediums verglichen wird.

5

10. Verfahren nach Anspruch 2 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Modell und/oder dem Volumenmodell eine Schätzfehlerkompensation durch einmalige oder konstante oder kontinuierliche, variable Einbringung eines Stromes durchgeführt wird.

10

11. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß in einem ersten Verfahrenszyklus zur Schätzung des Vordrucks ein Reibkoeffizient vorgegeben wird.

15

12. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in einem ersten Verfahrenszyklus zur Schätzung des Radbremsdrucks ein ungenauer Wert des Radbremsdrucks als Richtwert vorgegeben und/oder ermittelt wird, woraus in einem folgenden Zyklus ein genauer Wert bestimmt wird.

20

13. Vorrichtung zur Ermittlung eines Radbremsdrucks in einem Bremsystem, bei dem durch wenigstens eine Absperrvorrichtung für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß eines Druckmediums, Druckmedium von einem einen Vordruck aufweisenden Reservoir für das Druckmedium in eine Radbremse eingeleitet wird mit folgenden Schritten:

25

- Schätzen einer den Vordruck repräsentierenden Druckgröße
- Erfassen von Betriebszuständen wenigstens einer Absperrvorrichtung für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß des Druckmediums
- Ermitteln des Radbremsdrucks abhängig vom geschätzten Vordruck und den erfaßten Betriebszuständen.

30

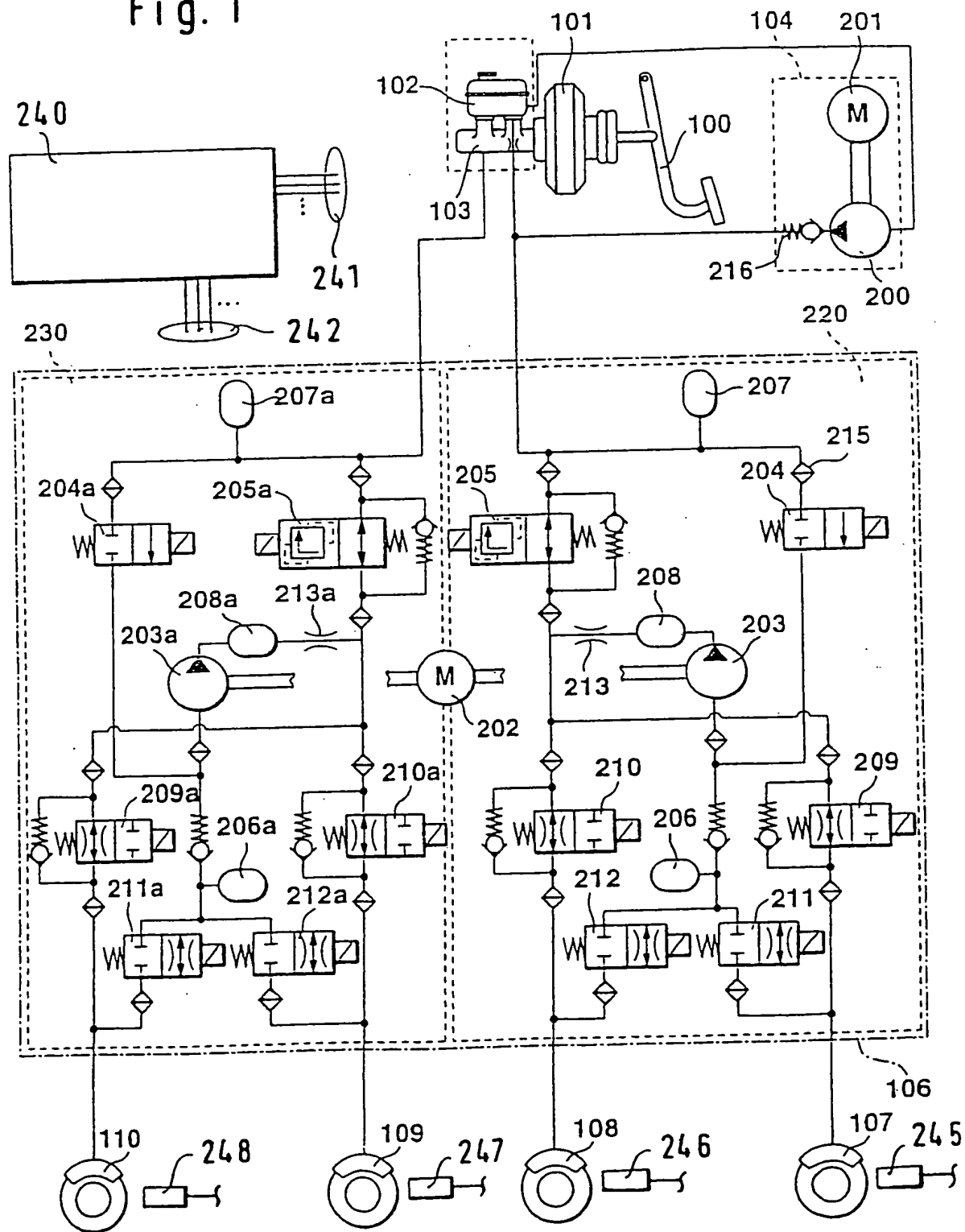
35

14. Vorrichtung zur Schätzung eines Vordrucks in einem Brems-
system, bei dem durch wenigstens eine Absperrvorrichtung
für Einlaß und/oder Auslaß und/oder Durchlaß eines Druck-
mediums Druckmedium von einem den Vordruck aufweisenden
Reservoir für das Druckmedium in eine Radbremse eingelei-
tet wird, wobei durch wenigstens ein das Druckmedium för-
derndes Mittel Druckmedium von der Radbremse abgeleitet
werden kann, mit folgenden Schritten:

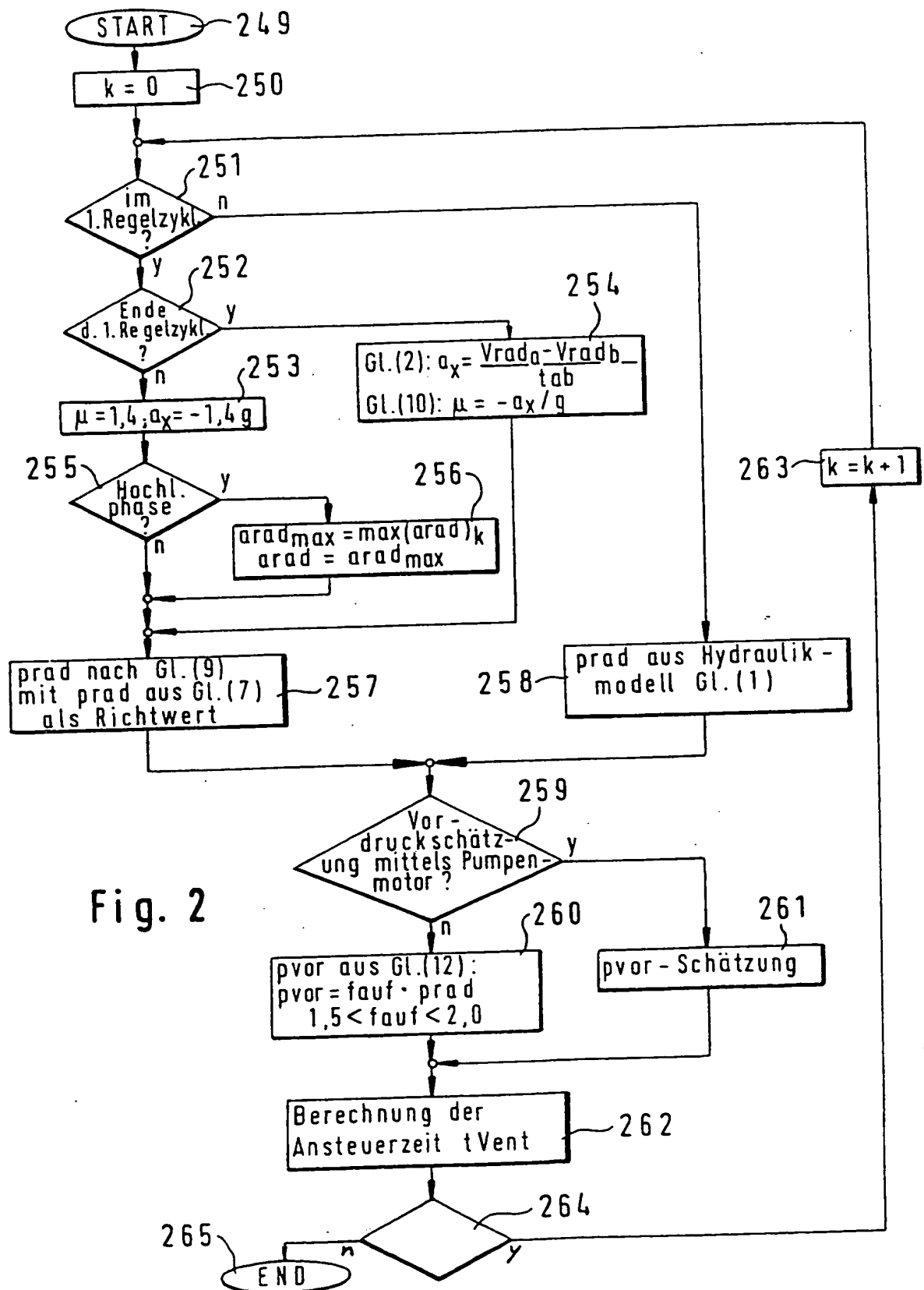
- Erfassen einer Betriebszustandsgröße für das das
Druckmedium fördernde Mittel,
- Schätzung des von dem das Druckmedium fördernden
Mittel geförderten Volumens an Druckmedium,
- Schätzung des Vordrucks abhängig von wenigstens ei-
ner erfaßten Betriebszustandsgröße und dem ge-
schätzten geförderten Volumen an Druckmedium.

1 / 11

Fig. 1

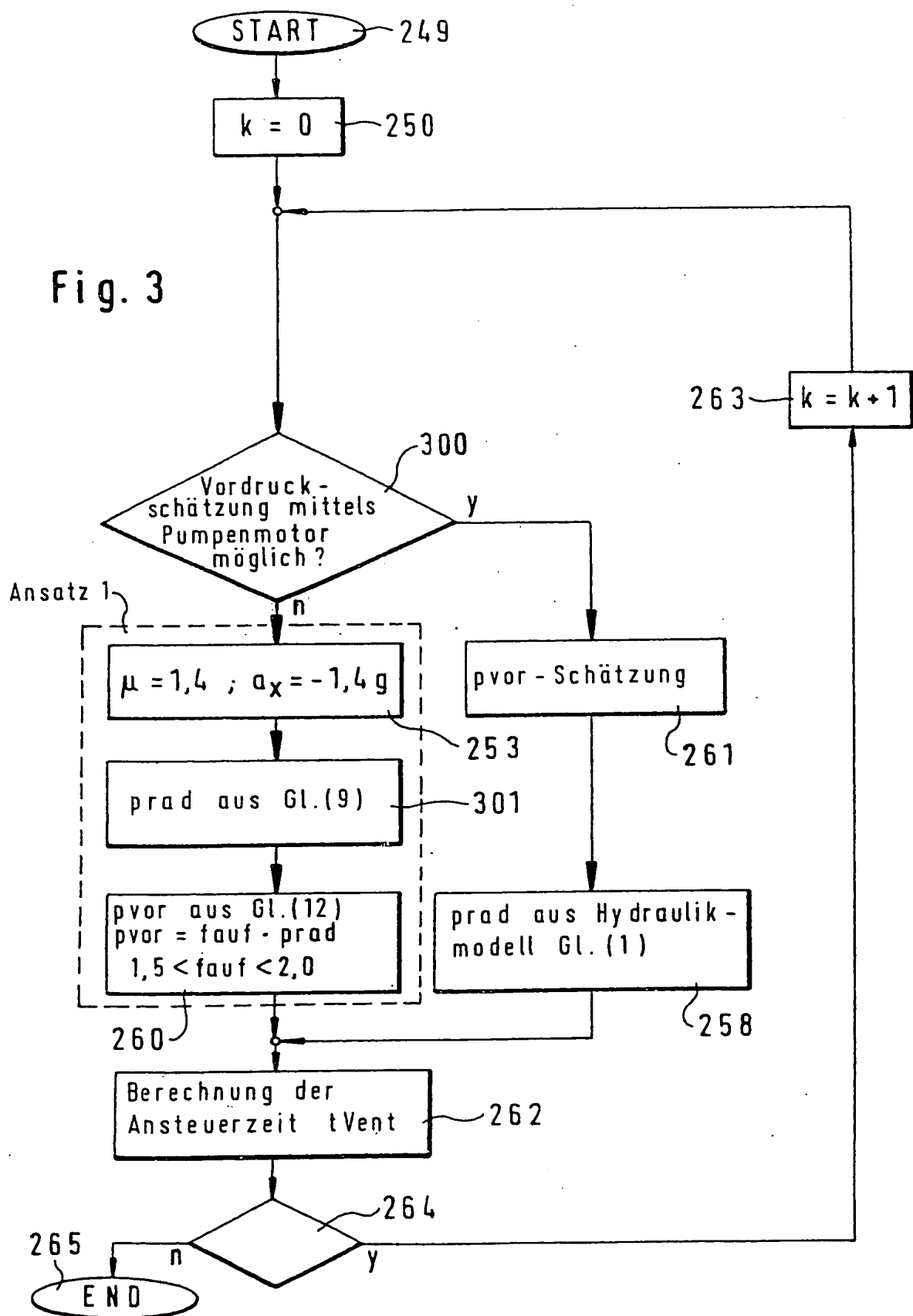


2 / 11



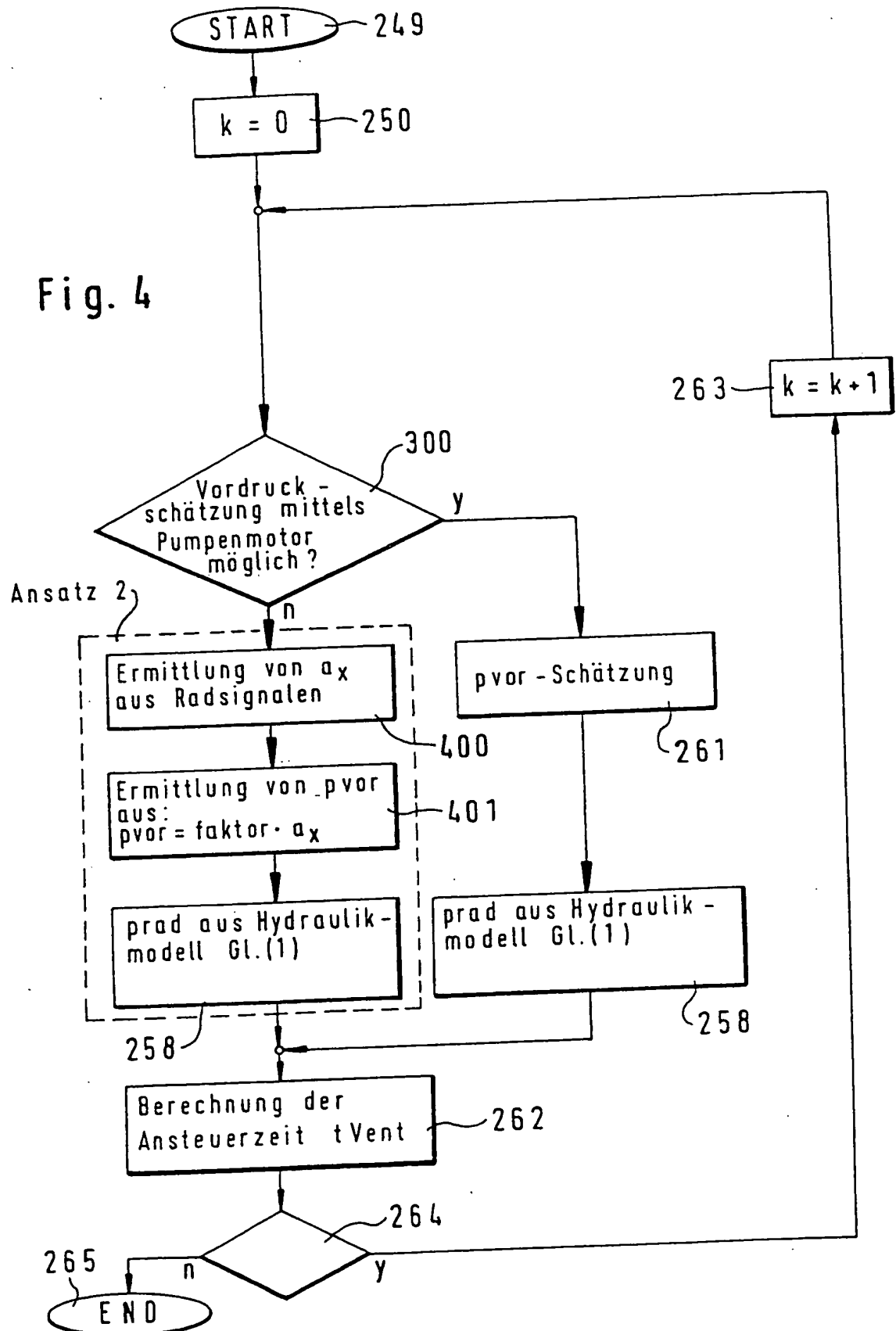
3 / 11

Fig. 3



4 / 11

Fig. 4



5 / 11

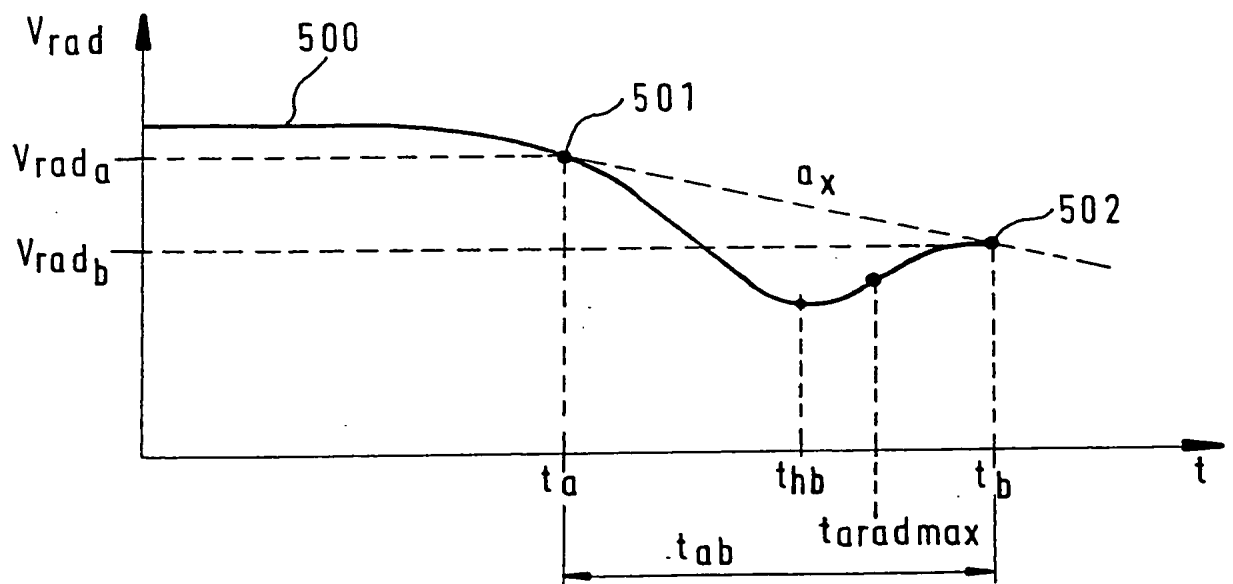


Fig. 5

6 / 11

Fig. 6

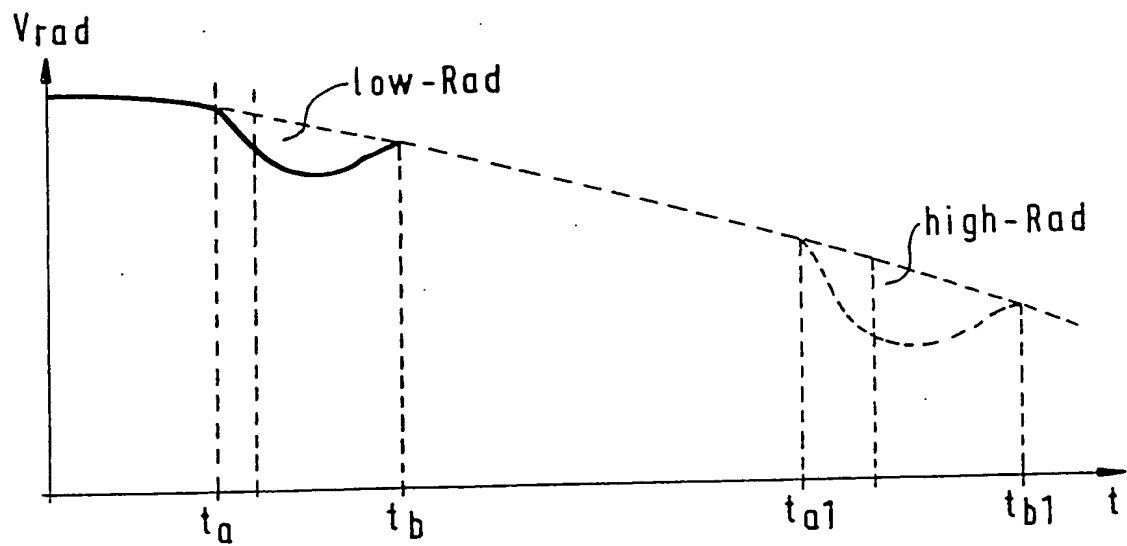
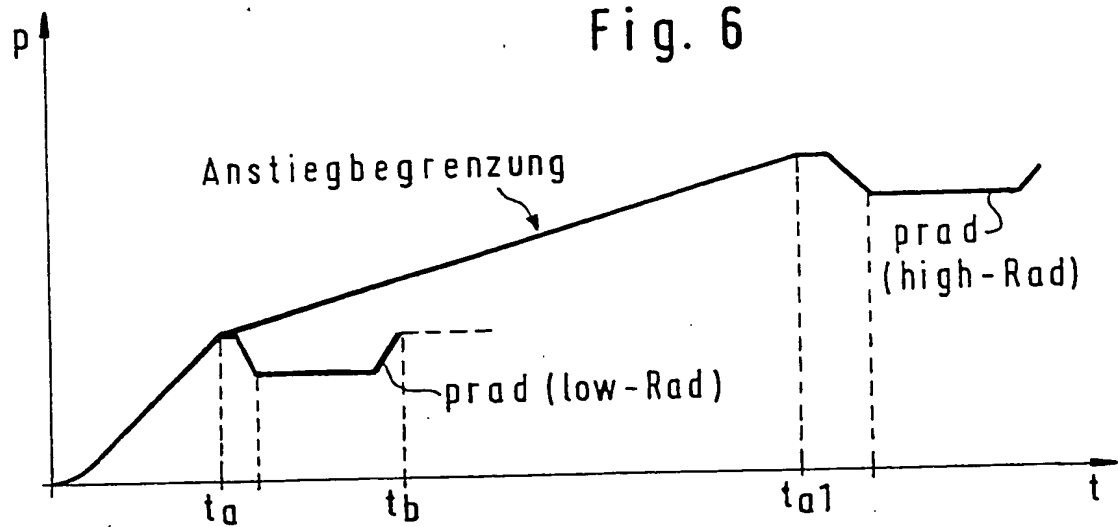


Fig. 7

7 / 11

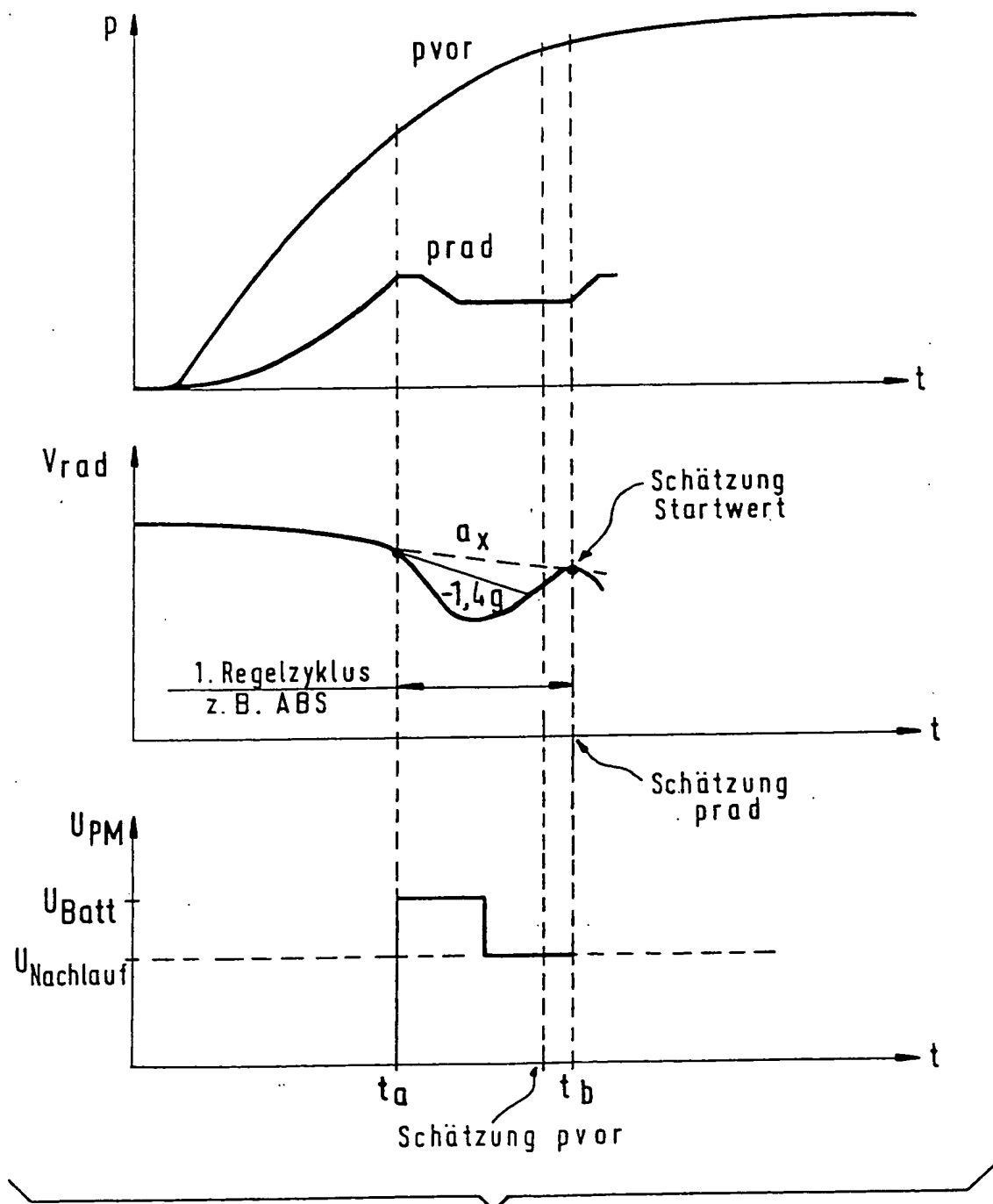


Fig. 8

8 / 11

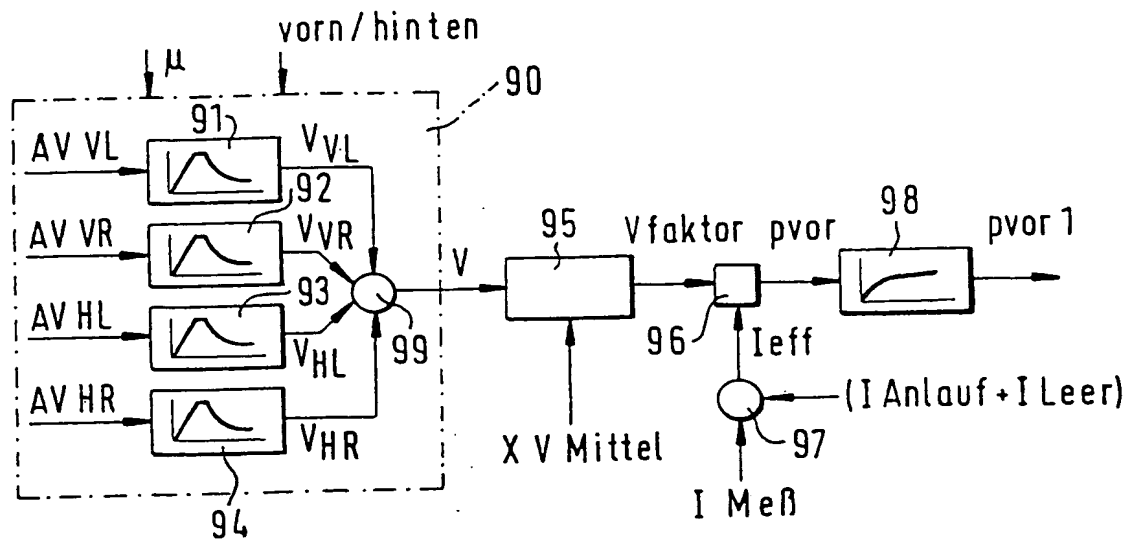


Fig. 9

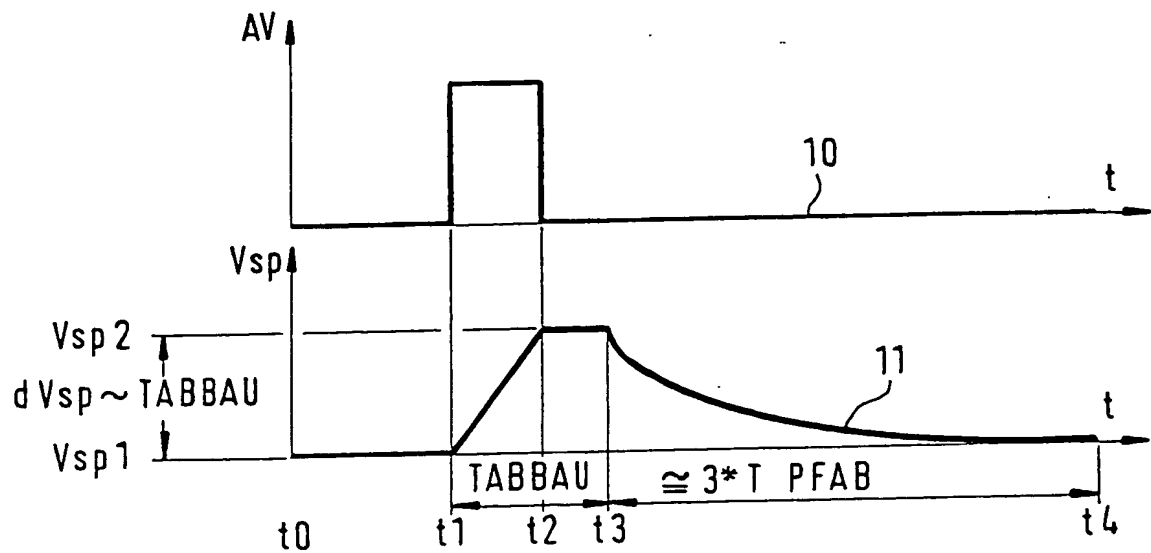


Fig. 10

9 / 11

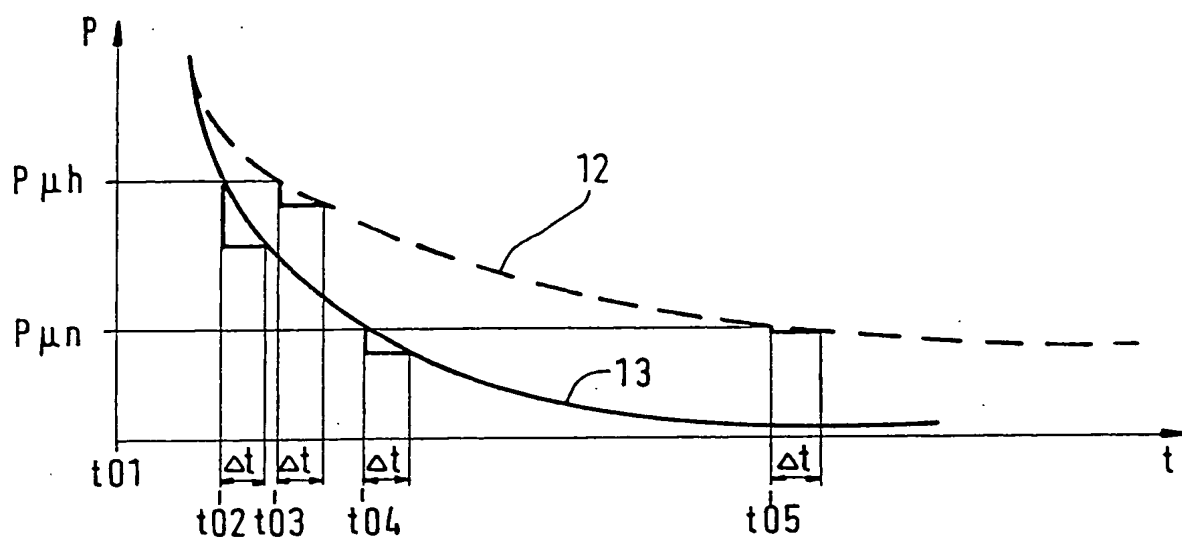


Fig. 11

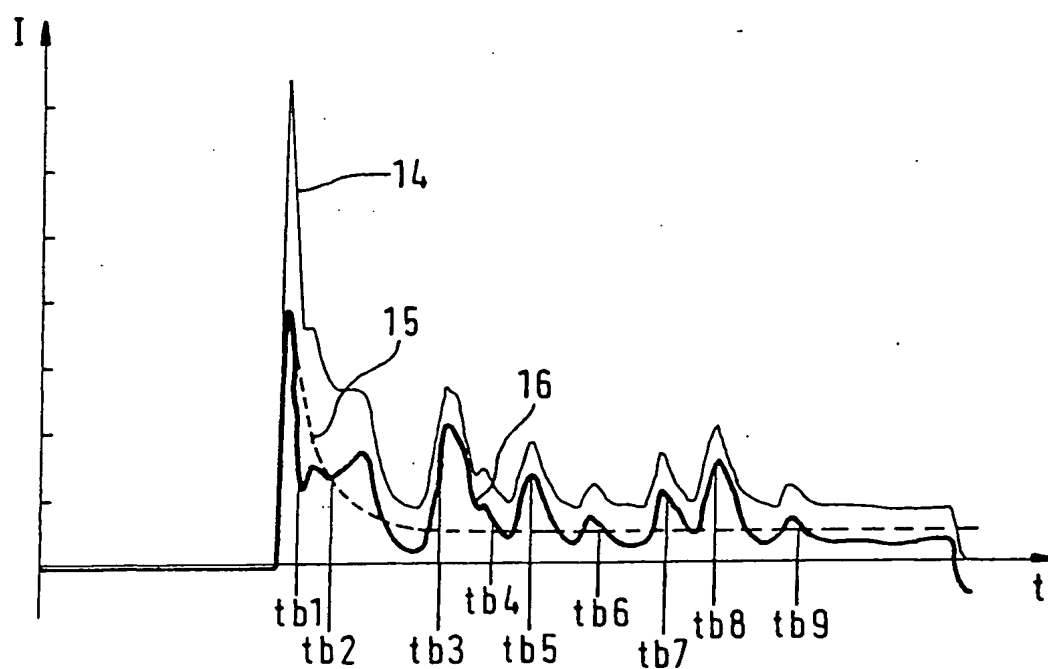


Fig. 12

10 / 11

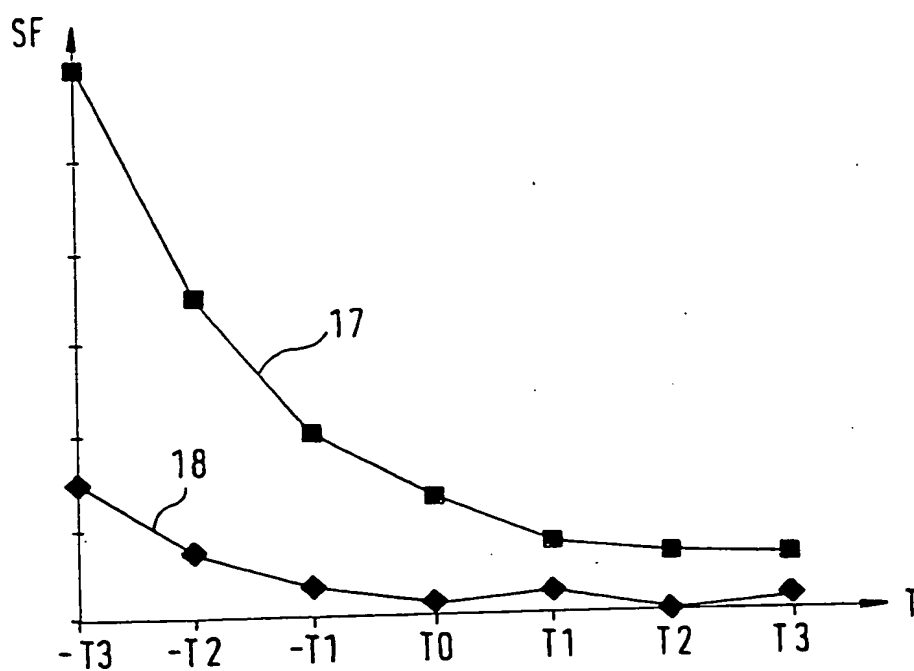


Fig. 13

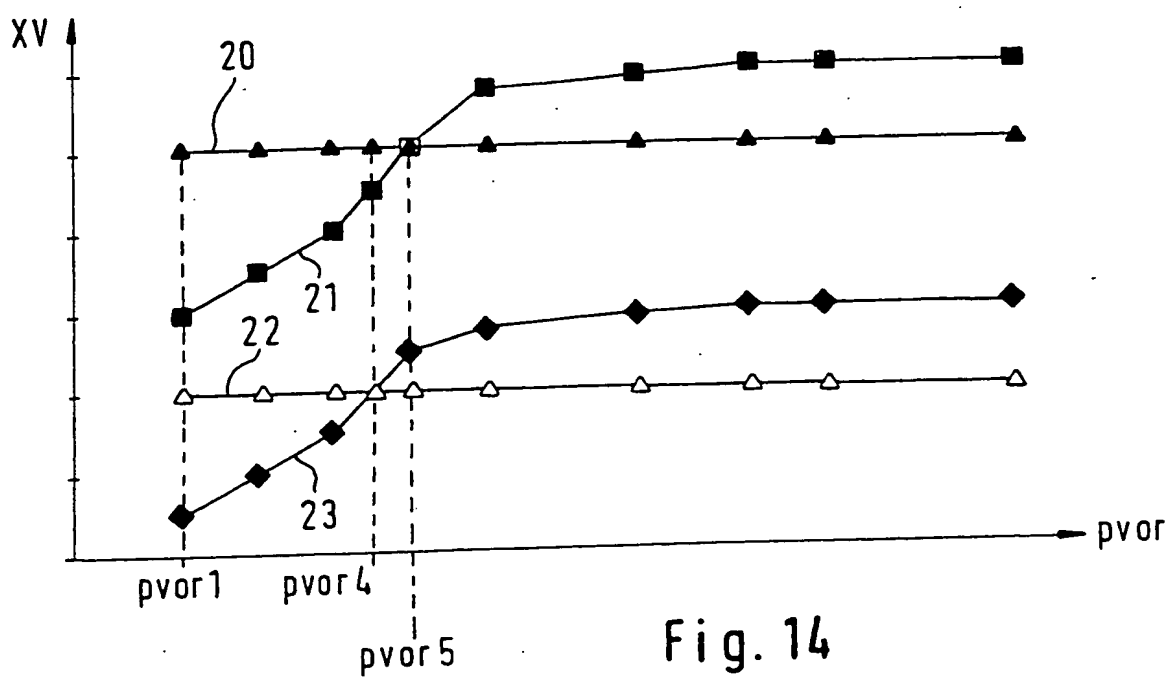


Fig. 14

11 / 11

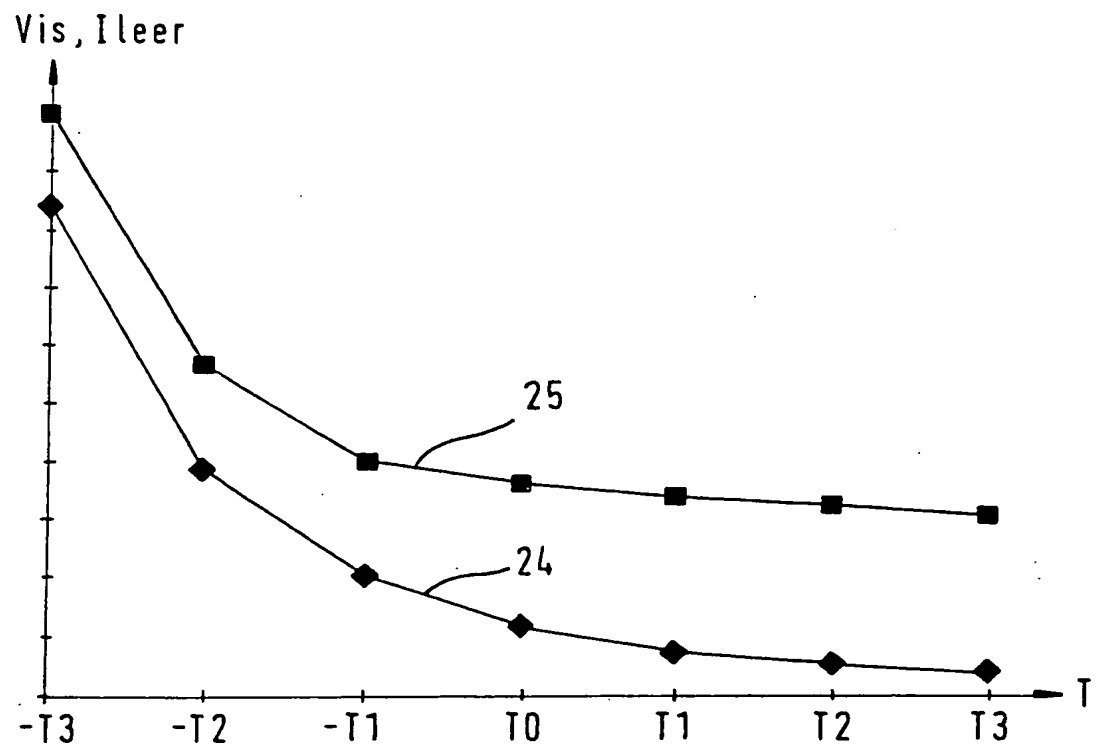


Fig. 15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int. J. Application No.

PCT/DE 99/04043

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 IPC 7 B60T8/40 B60T13/66 B60T8/42

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 IPC 7 B60T

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P, A	DE 198 36 686 A (CONTINENTAL TEVES AG & CO OHG) 9 December 1999 (1999-12-09) column 2, line 50 -column 4, line 60; figures 1-3	1, 3, 13, 14
A	DE 196 09 869 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 19 September 1996 (1996-09-19) abstract; figures 1-20	1, 3, 13, 14
A	DE 196 32 311 A (ITT AUTOMOTIVE EUROPE) 19 February 1998 (1998-02-19) column 3, line 59 -column 6, line 37; figures 1-5	1, 3, 13, 14
A	DE 39 16 672 A (TEVES GMBH ALFRED) 29 November 1990 (1990-11-29) abstract; figure 1	1, 3, 13, 14
	--- -/-	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

A document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

28 April 2000

Date of mailing of the international search report

10/05/2000

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Blurton, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int. Patent Application No

PCT/DE 99/04043

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 195 28 697 A (BOSCH GMBH ROBERT) 6 February 1997 (1997-02-06) cited in the application column 3, line 44 -column 5, line 45; figures 1-4D ---	1,3,13, 14
A	DE 43 40 921 A (BOSCH GMBH ROBERT) 8 June 1995 (1995-06-08) page 1, line 35 -page 2, line 42; figures 1-3 -----	1,3,13, 14

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE 99/04043

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 19836686 A	09-12-1999	WO 9964282 A	16-12-1999
DE 19609869 A	19-09-1996	JP 8244592 A	24-09-1996
		US 5577812 A	26-11-1996
DE 19632311 A	19-02-1998	WO 9806611 A	19-02-1998
		EP 0915788 A	19-05-1999
DE 3916672 A	29-11-1990	DE 3809100 A	28-09-1989
		FR 2647403 A	30-11-1990
		GB 2232731 A, B	19-12-1990
		JP 3016864 A	24-01-1991
		US 5060159 A	22-10-1991
		WO 8908574 A	21-09-1989
		EP 0408566 A	23-01-1991
		JP 3503994 T	05-09-1991
		US 5207484 A	04-05-1993
DE 19528697 A	06-02-1997	WO 9706038 A	20-02-1997
		DE 59603794 D	05-01-2000
		EP 0842070 A	20-05-1998
		JP 11510894 T	21-09-1999
DE 4340921 A	08-06-1995	NONE	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Int. Jonaes Aktenzeichen

PCT/DE 99/04043

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 B60T8/40 B60T13/66 B60T8/42

Nach der internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 B60T

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
P, A	DE 198 36 686 A (CONTINENTAL TEVES AG & CO OHG) 9. Dezember 1999 (1999-12-09) Spalte 2, Zeile 50 - Spalte 4, Zeile 60; Abbildungen 1-3	1, 3, 13, 14
A	DE 196 09 869 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 19. September 1996 (1996-09-19) Zusammenfassung; Abbildungen 1-20	1, 3, 13, 14
A	DE 196 32 311 A (ITT AUTOMOTIVE EUROPE) 19. Februar 1998 (1998-02-19) Spalte 3, Zeile 59 - Spalte 6, Zeile 37; Abbildungen 1-5	1, 3, 13, 14
A	DE 39 16 672 A (TEVES GMBH ALFRED) 29. November 1990 (1990-11-29) Zusammenfassung; Abbildung 1	1, 3, 13, 14
-/-		

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

28. April 2000

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

10/05/2000

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Blurton, M

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Im ☐ nationales Aktenzeichen

PCT/DE 99/04043

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 195 28 697 A (BOSCH GMBH ROBERT) 6. Februar 1997 (1997-02-06) in der Anmeldung erwähnt Spalte 3, Zeile 44 -Spalte 5, Zeile 45; Abbildungen 1-40 -----	1, 3, 13, 14
A	DE 43 40 921 A (BOSCH GMBH ROBERT) 8. Juni 1995 (1995-06-08) Seite 1, Zeile 35 -Seite 2, Zeile 42; Abbildungen 1-3 -----	1, 3, 13, 14

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 99/04043

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 19836686 A	09-12-1999	WO 9964282 A	16-12-1999
DE 19609869 A	19-09-1996	JP 8244592 A	24-09-1996
		US 5577812 A	26-11-1996
DE 19632311 A	19-02-1998	WO 9806611 A	19-02-1998
		EP 0915788 A	19-05-1999
DE 3916672 A	29-11-1990	DE 3809100 A	28-09-1989
		FR 2647403 A	30-11-1990
		GB 2232731 A, B	19-12-1990
		JP 3016864 A	24-01-1991
		US 5060159 A	22-10-1991
		WO 8908574 A	21-09-1989
		EP 0408566 A	23-01-1991
		JP 3503994 T	05-09-1991
		US 5207484 A	04-05-1993
DE 19528697 A	06-02-1997	WO 9706038 A	20-02-1997
		DE 59603794 D	05-01-2000
		EP 0842070 A	20-05-1998
		JP 11510894 T	21-09-1999
DE 4340921 A	08-06-1995	KEINE	

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.